



This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

- + *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
- + *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
- + *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
- + *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at <http://books.google.com/>



Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

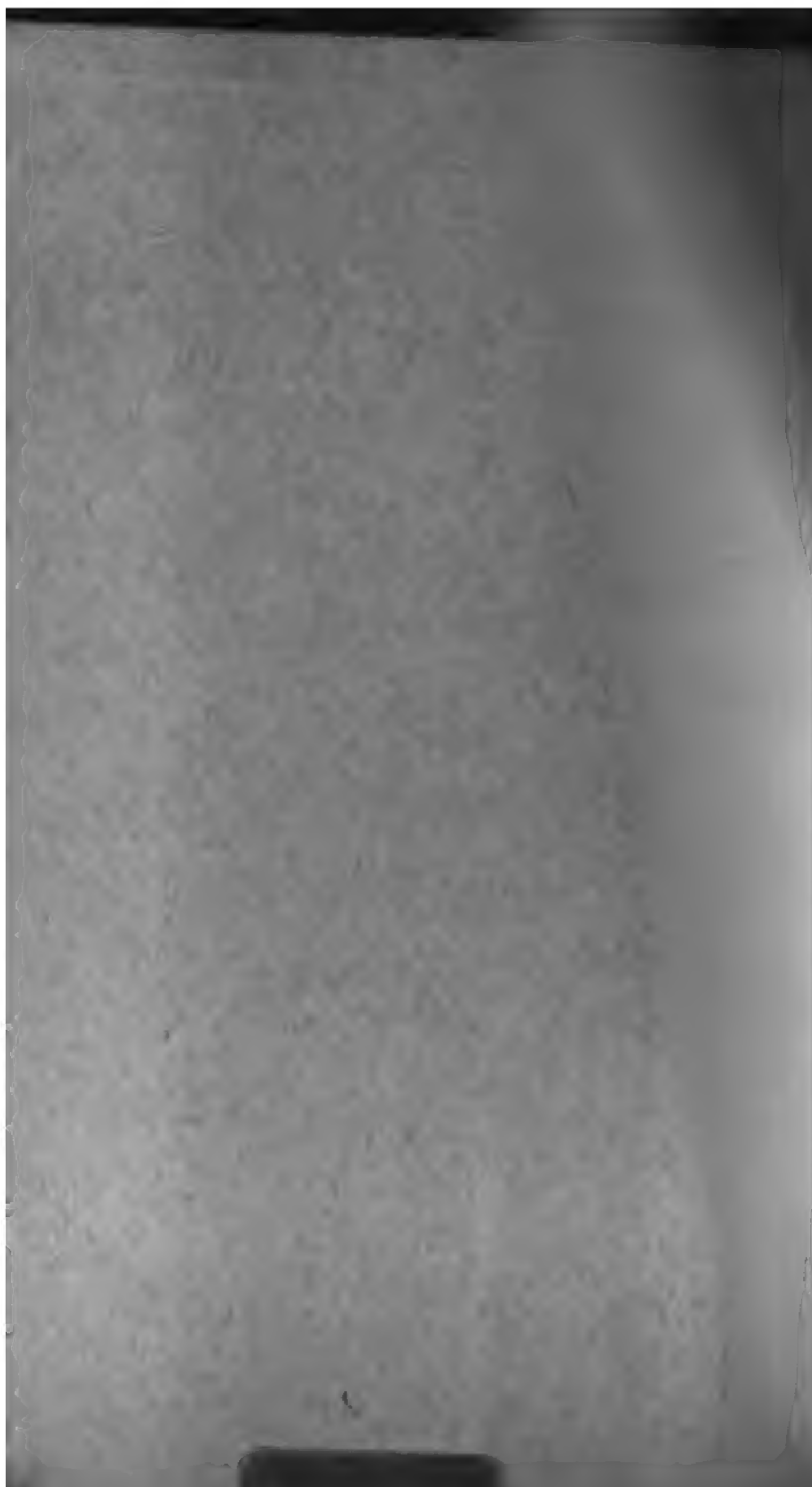
Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

- + *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.
- + *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.
- + *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.
- + *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter <http://books.google.com> durchsuchen.







117
4/22

RESULTATE FÜR DEN MASCHINENBAU

VON

^{OC}
F. REDTENBACHER,

Grossherzoglich Badischer Hofrath, Ritter des Zähringer Löwen- und des Norwegischen St. Olafsordens,
Direktor der Grossh. polytechnischen Schule und Professor des Maschinenbaues in Karlsruhe.

Mit 41 lithographirten Figurentafeln.

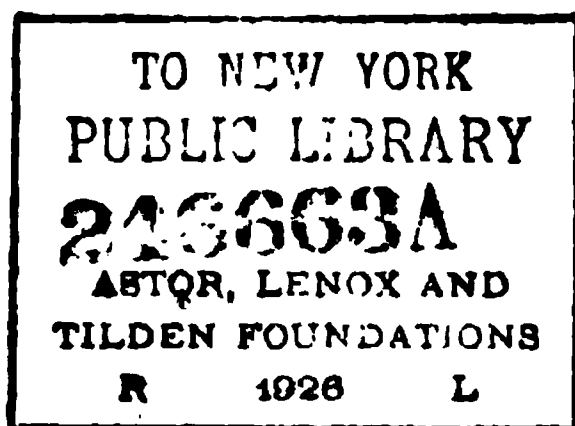
Vierte erweiterte Auflage.

MANNHEIM.

Verlagsbuchhandlung von *Friedrich Bassermann.*

1860.

110



Buchdruckerei von MALSCH & VOGEL in Karlsruhe.



Herrig

zur ersten Auflage.

Eine Sammlung von Resultaten für den Maschinenbau ist sowohl für das technische Publikum, als auch für den angehenden Techniker, welcher sich für seine künftige praktische Laufbahn gründlich vorbereiten will, ein unentbehrliches Hilfsmittel geworden.

Wenn man einmal im technischen Leben eine Stellung eingenommen hat, findet man weder Zeit noch Lust, in weiterschweifigen Lehrbüchern, oder Encyclopädien, oder gar in blüthenreichen Bibliotheken nach Thatsachen oder nach wissenschaftlichen Resultaten zu suchen, sondern man greift, wenn man überhaupt zu einem Buch seine Zuflucht nehmen will, nach einem solchen, welches zum Nachsuchen bequem eingerichtet ist und das die gewünschten Aufschlüsse ohne ermüdende Lektüre zu geben verspricht.

Ebenso ist auch für die Schule ein Buch, welches die wissenschaftlichen Resultate und Thatsachen möglichst concentrirt enthält, ein nothwendiges Hilfsmittel geworden.

Eine Schule, welche in der mechanisch-technischen Richtung wirken will, kann keine Arbeiter und Werkmeister, sondern sie muss Zeichner, Constructeurs, Ingenieure und Fabrikanten zu bilden suchen. Das Beste, was eine Schule zur Erreichung dieses Zweckes bieten kann, ist zwar allerdings eine gesunde wissenschaftliche Grundlage, die ein Techniker dann besitzt, wenn er in den Geist der Prinzipien der Mechanik eingedrungen ist, und in der Anwendung derselben einen gewissen Grad von Gewandtheit und Sicherheit erlangt hat. Allein, wer nur mit allgemeinen Prinzipien ausgerüstet die praktische Arena betritt, gleicht einem Schiffe, das zwar mit einem Steuerruder, aber weder mit Segelwerk noch mit einer treibenden Maschine versehen ist. Der Erfolg der Fahrt ist nicht zweifelhaft: Mit der Prinzipien der Mechanik erfindet man keine Maschine, denn dazu gehört, nebst dem Erfindungstalent,

eine genaue Kenntniss des mechanischen Prozesses, welchem die Maschine dienen soll. Mit den Prinzipien der Mechanik bringt man keinen Entwurf einer Maschine zu Stande, denn dazu gehört Zusammensetzungssinn, Anordnungssinn und Formensinn. Mit den Prinzipien der Mechanik kann man keine Maschine wirklich ausführen, denn dazu gehören praktische Kenntnisse der zu verarbeitenden Materialien und eine Gewandtheit in der Handhabung der Werkzeuge und Behandlung der Hülfsmaschinen. Mit den Prinzipien der Mechanik betreibt man kein industrielles Geschäft, denn dazu gehört eine charakterkräftige Persönlichkeit und gehören commercielle Geschäftskenntnisse. Man sieht, die Prinzipien der Mechanik sind für die mannigfaltigen technischen Tätigkeiten überall nicht zureichend, aber gleichwohl leisten sie, bei vollständigem Gebrauch, vortreffliche Dienste, denn sie geben doch überall an, was geschehen soll, bestimmen oftmals die wichtigsten Abmessungen und führen zu einem richtigen Urtheil; aber das Erfinden, das Zusammensetzen, Anordnen, Formgeben und das praktische Arbeiten mit der Feile und mit dem Drehstuhl ist nicht ihre Sache.

Eine Schule, welche für die Verfolgung der mechanisch-technischen Richtung eine geeignete Vorbildung geben will, darf also durchaus nicht eine einseitige wissenschaftliche Richtung verfolgen, sondern sie muss trachten, alle Kräfte zu wecken und zu üben, welche für den Beruf eines Zeichners, eines Constructeurs, eines Ingenieurs und eines Fabrikanten von Wichtigkeit sind. Das beste Mittel, welches sie zur Erreichung dieses Zweckes anwenden kann, sind vielfältige Uebungen in der graphischen Darstellung von Maschinenorganen, von vollständigen Maschinen und Maschinenanlagen nach vorgeschriebenen Bedingungen und mit Benutzung rationeller Regeln; und gerade für diese Uebungen ist ein Hülfsbuch, welches die wichtigsten wissenschaftlichen Resultate und praktischen Thatsachen in gedrängter Kürze enthält, unumgänglich nothwendig.

Das vorliegende Buch ist zunächst bestimmt, den constructiven Unterricht zu unterstützen; es wird aber auch ausserhalb der Schule fast eben so gut gebraucht werden können. Die Resultate sind ganz trocken an einander gereiht, es geht denselben keine Her-

leitung voran und folgt auch keine Gebrauchsanleitung nach. Für den Gebrauch ausserhalb der Schule wird man vielleicht hier und da eine Gebrauchsanleitung vermissen, allein eine solche müsste, wegen der durchaus notwendigen Concentration des Stoffes, unterbleiben.

Den Stoff habe ich so anzuordnen gesucht, dass sich die Resultate leicht finden lassen. Da, wo eine Gesamtheit von Resultaten zur Erreichung eines Zweckes zusammenwirken muss, wie dies bei dem Entwurf einer Maschine oder Maschinenanlage der Fall ist, sind die betreffenden Resultate so an einander gereiht, dass man denselben nur zu folgen braucht, um an das Ziel zu kommen.

Die Mehrzahl der Regeln geben nicht die absolute, sondern nur die relative Grösse der zu berechnenden Dinge, d. h. sie bestimmen das Verhältniss zwischen der zu suchenden und einer andern bereits bekannten Grösse. Diese Methode der Verhältnisszahlen ist von jeher in der Architektur angewendet worden; sie leistet aber auch im Maschinenbau vortreffliche Dienste. Erst seitdem ich mich derselben bediene, bin ich zu einfachen leicht anwendbaren Regeln gelangt.

Das Buch ist in zwölf Abschnitte getheilt.

Der erste Abschnitt enthält verschiedene geometrische Resultate und insbesondere die Bedingungen, welche die Bewegungsmechanismen in geometrischer Hinsicht zu erfüllen haben.

Der zweite Abschnitt gibt die wichtigsten Resultate aus der Lehre von der Festigkeit der Materialien.

Der dritte Abschnitt enthält die Regeln zur Konstruktion der aktiven und passiven Maschinenbestandtheile. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet. Die Dimensionen werden meistens auf die Durchmesser von Wellen und Zapfen bezogen; sind diese einmal bestimmt, so ergeben sich alle andern Dimensionen leicht vermittelt der Verhältnisszahlen, welche jene Regeln liefern. Wenn man sich einmal durch einige Uebung mit diesen Regeln befreundet hat, wird man dieselben wohl nicht mehr verlassen, und man wird sie sehr praktisch finden: 1) weil sie für jedes Maschinensystem gelten; 2) weil die Verhältnisszahlen entweder ganz constant oder nur wenig veränderlich sind, daher bei einigem

Gebrauch im Gedächtniss bleiben, so dass man dann, wenn es sich um die Konstruktion eines Maschinenbestandtheiles handelt, das Buch gar nicht mehr zu öffnen braucht; 3) weil durch dieselben das Gefühl für richtige Konstruktionsverhältnisse sehr ausgebildet wird.

Diese Regeln haben jedoch auch schwache Seiten, die aber nicht von der Methode der Verhältnisszahlen, sondern von dem Umstande herrühren, dass sie auf statischen Prinzipien beruhen, und weder den Einfluss der Massenwirkungen noch die Abnutzung berücksichtigen, welche bei schneller Bewegung der Theile leicht eintreten. Diesen Mängeln kann man jedoch leicht begegnen. Wenn Massenwirkungen in's Spiel kommen, braucht man nur gleich von vorneherein die Zapfen und Wellen hinreichend stark, z. B. um ein Viertel oder um die Hälfte stärker als gewöhnlich zu nehmen, und dann werden auch alle anderen Dimensionen, wenn man dieselben mit den Verhältnisszahlen bestimmt, hinreichend stark. Wenn Stösse vorkommen, muss man noch überdies die gegen einander stossenden Theile mit Masse versehen, damit sie eine bedeutende lebendige Kraft in sich aufnehmen können, ohne dass die Molekularvibrationen zu heftig werden.

Man könnte zwar auch, mit Beibehaltung der Methode der Verhältnisszahlen, für die Konstruktion der Maschinentheile Regeln aufstellen, die unter allen Umständen unbedingt anwendbar wären, sie würden aber so komplizirt ausfallen, dass wohl Niemand Lust haben würde, sich derselben zu bedienen, und daher ist es zweckmässiger, bei den einfacheren, wenn auch unvollkommeneren Regeln zu bleiben.

Der vierte Abschnitt enthält die Regeln zur Berechnung des Reibungswiderstandes und der Steifheit der Seile, sodann noch einen Annäherungswerth von der Form: $\alpha x + \beta y$, für die Wurzelgrösse: $\sqrt{x^2 + y^2}$, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen das Verhältniss $\frac{x}{y}$ liegen muss. *Poncelet* hat diese Aufgabe zuerst gestellt und für den Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen 0 und 1 liegt, durch sehr weitschweifige geometrische Betrachtungen gelöst. Ich habe, mit Hülfe der Methode der kleinsten Quadratsumme, den allge-

meinen Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen irgend welchen Grenzen liegt, zur Lösung gebracht.

Der fünfte Abschnitt enthält die wichtigsten Resultate aus der Hydraulik, die leider auch nicht vollkommener sind, als man sie in andern Büchern findet. Hier können nur allein Versuche im grossen Maassstab über den Ausfluss des Wassers helfen; auf theoretischem Wege ist dieser Sache kaum beizukommen.

Im sechsten Abschnitt sind die wichtigsten Regeln für den Bau und für die Berechnung der Wasserräder zusammengestellt. Es ist ein Auszug aus meinem Werk über die Wasserräder.

Der siebente Abschnitt enthält die Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen und zur Berechnung ihres Nutzeffektes. Diese Regeln sind im Wesentlichen die gleichen, welche ich in meinem Werk über die Turbinen aufgestellt habe. Nur bei der Turbine von Jonval wird man eine kleine Aenderung finden, die daher kommt, dass ich nun auf den Einfluss der Dicke der Leitschaufeln und Radschaufeln Rücksicht genommen habe.

Der achte Abschnitt enthält Resultate über die Wärme und über deren Benutzung zu technischen Zwecken. Man findet da Regeln für Kamine, Dampfkessel, Luftheizung, Dampfheizung, Wasserheizung, Gasbeleuchtung.

Im neunten Abschnitt sind Formeln, Tabellen und Verhältnisszahlen für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen zusammengestellt. Die Formeln stimmen im Wesentlichen mit jenen überein, welche *Pambour* aufgestellt hat, unterscheiden sich jedoch von diesen letzteren in zwei Punkten. *Pambour* bringt das relative Dampf-volumen in Rechnung; ich habe es vorgezogen, die Dichte des Dampfes einzuführen. Die Vorstellung von der Dichte des Dampfes (Gewicht von 1 Kubikmeter Dampf) ist doch einfacher als die von dem relativen Volumen (Verhältniss zwischen dem Volumen einer Dampfmenge und dem Volumen des Wassers, aus welchem der Dampf entstanden ist). Sodann lässt sich die Dichte des Dampfes durch eine äusserst einfache Formel wenigstens eben so genau ausdrücken, als das relative Dampf-volumen durch die Formel, welche *Pambour* aufgestellt hat. Der zweite Punkt, in welchem ich von *Pam-*

bour abweiche, betrifft die Bestimmung des eigenen Widerstandes der Maschine. *Pambour* sucht diesen Widerstand durch Erfahrungscoeffizienten zu bestimmen; ich habe es vorgezogen, denselben wirklich zu berechnen und durch Formeln auszudrücken.

Die Tabellen geben die wichtigsten Daten für neu zu erbauende Maschinen, und die Verhältnisszahlen bestimmen alle untergeordneten Dimensionen.

Zehnter Abschnitt: Transport zu Wasser und zu Land. Man findet daselbst: 1) Die Widerstandscoeffizienten, welche *Morin* durch Versuche für Fuhrwerke aufgefunden hat. 2) Regeln zur Berechnung von Abmessungen von neu zu erbauenden Lokomotiven. 3) Ein ziemlich vollständiges Material zur Bestimmung der Grösse und Form der Dampfschiffe, der Dimensionen der Maschinen und des Treibapparats. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet.

Elfter Abschnitt: Arbeitsmaschinen und Fabrikationszweige. Eine ausführliche Besprechung dieses Gegenstandes würde hier zu weit führen; ich beschränke mich auf folgende Bemerkungen. Ueber die Baumwollenspinnerei sind diejenigen Resultate zusammengestellt, welche für den Entwurf einer Spinnerei, welche täglich eine bestimmte Quantität Garn vorn irgend einer Feinheit produziren soll, zu wissen nothwendig sind. Das Detail der Maschinen und den Spinnprozess habe ich übergangen.

Die Resultate über Eisenfabrikation sind grösstentheils den Werken von *Walter* und von *Flachat* entnommen.

Zwölfter Abschnitt: Tabellen-Sammlung. Nebst den bekannteren Tabellen, welche man auch in anderen Werken findet, habe ich noch solche aufgenommen, welche die Gewichtsbestimmung und Kostenberechnung erleichtern.

Der Meter, das Kilogramm und der französische Franc sind die Einheiten, auf welche sich alle Angaben beziehen. Es ist wohl nicht nöthig, mich wegen der Wahl dieser Einheiten zu entschuldigen.

Ich schliesse mit dem Wunsche, dass man diese Arbeit brauchbar finden möge.

Vorrede

zur vierten Auflage.

Diese vierte Auflage der Resultate für den Maschinenbau unterscheidet sich von den vorausgegangenen Auflagen nur durch einzelne Verbesserungen und mancherlei Erweiterungen. Die Grundlage ist unverändert. Der eigene Gebrauch des Buches, die Dienste, welche es der Schule bisher geleistet hat, und der rasche Absatz der starken dritten Auflage, diese drei Dinge haben mich von der Nützlichkeit und Brauchbarkeit dieses Hilfsbuches neuerdings überzeugt, und ich habe zu wesentlichen Veränderungen keine Veranlassung gefunden.

Der erste Abschnitt ist unverändert.

Der zweite Abschnitt, die Festigkeit der Materialien betreffend, ist nur durch eine nach dem trefflichen Werke von *Rebhahn* zusammengestellte Tabelle über die Coefficienten der Elastizitätsgrenzen erweitert.

Der dritte Abschnitt hat keine bemerkenswerthe Veränderung erlitten.

Auch die drei folgenden Abschnitte, welche die Reibung, die Hydraulik und die Wasserräder betreffen, sind nicht wesentlich verändert.

Der siebente Abschnitt ist durch die Resultate der Theorie der Tangential-Räder erweitert.

Der achte, die Wärme betreffende Abschnitt ist theils verbessert, theils erweitert, aber doch nicht in dem Grade, als ich wegen der in neuerer Zeit erschienenen, die Wärme behandelnden Werke gehofft habe.

Der neunte, die Dampfmaschinen betreffende Abschnitt ist durch mehrere Resultate über die Theorie der Schwungräder von gekuppelten und von Woolf'schen Maschinen erweitert.

Der zehnte Abschnitt ist durch eine empirische Formel verändert, durch welche der Schiffswiderstand sehr verlässlich berechnet werden kann. Zahlreiche Rechnungen und Vergleichen mit Thatsachen haben mich zu diesem Resultat geführt, dass bei allen gutgeformten Schiffen der Widerstand beinahe nur von der Reibung und einigermaßen von der absoluten Grösse des Schiffes, nicht aber von der Form abhängt.

Der elfte Abschnitt ist durch die Theorie der Fördermaschine und Wasserhaltungsmaschine erweitert worden.

Als zwölften Abschnitt habe ich eine Sammlung der brauchbarsten analytischen Formeln aufgenommen. Die Integralformeln sind einem Werke von *Litrow* entnommen.

Der dreizehnte Abschnitt ist übereinstimmend mit dem zwölften Abschnitt der dritten Auflage.

Die Tafeln sind nur wenig verändert. Material war natürlich genug vorhanden, die Anzahl dieser Tafeln um ~~Vieles~~ zu vergrössern; allein ich habe es für angemessen gehalten, nur das Dringendst-nothwendige aufzunehmen.

Ich gebe mich der Hoffnung hin, dass auch diese vierte Auflage eine geneigte Aufnahme finden werde.

Carlsruhe im Januar 1860.

Der Verfasser.

Inhalt.

	Seite
Vorrede zur ersten Auflage	III
Vorrede zur vierten Auflage	IX
Technische Literatur	XVI

Erster Abschnitt.

<i>Geometrie</i>	1
Verschiebung verschiedener krummer Linien	1
Flächen- und Körperberechnung	3
Anordnung eines Rollentriebes	5
Bestimmung der Grundform der Räder	6
Versahnung	8
Gerad-Führungen	14

Zweiter Abschnitt.

<i>Festigkeit der Materialien</i>	18
Absolute Festigkeit	18
Relative Festigkeit	18
Rückwirkende Festigkeit	21
Torsionsvermögen	22
Festigkeit der Gefäße	22
Ansdehnung der Stäbe	23
Biegung der Stäbe	24
Körper von gleicher Festigkeit	28
Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen	30
Festigkeit der Körper gegen lebendige Kräfte	34
Festigkeits- und Elastizitäts-Coeffizienten	35

Dritter Abschnitt.

<i>Construction der Maschinentheile</i>	37
Seile	37
Ketten	38
Schrauben	39

	Seite
Nieten	43
Winkelleisen	45
Zapfen	46
Wellen	48
Kupplungen	56
Zapfenlager	57
Rollen	60
Zahnräder	66
Schraube ohne Ende	75
Lagerstühle	76
Winkelhebel	76
Kurbeln	78
Kurbelaxen	80
Traversen	81
Schubstangen	81
Balancier	88
Seil - und Kettenhaken	83
Röhren	85
Deckel - und Stopfbüchsen	86
Ventille , Hahnen , Kolben	87
Resultate aus dem Baufach	89

Vierter Abschnitt.

<i>Reibung zwischen festen Körpern und Steifheit der Seile</i>	93
--	----

Reibungscoefficienten	94
Formeln zur Berechnung der Reibungswiderstände	98

Fünfter Abschnitt.

<i>Resultate aus der Hydraulik</i>	106
--	-----

Tabelle der Geschwindigkeiten und entsprechenden Höhen	107
Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen	114
Ueberfälle	119
Wehre	121
Kanäle	123
Röhrenleitungen	130
Gleichgewicht und Bewegung der Luft	138

Sechster Abschnitt.

<i>Wasserräder</i>	145
------------------------------	-----

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades	147
Regeln für den Bau der Räder	157
Regeln zur Berechnung des Nutzeffektes	162

Siebenter Abschnitt.*Turbinen* 186

Die Turbine von Jonval	186
Die Turbine von Fourneyron	178
Die Schotfsche Turbine	180
Die Tangential-Räder	181

Achter Abschnitt.*Die Wärme und deren Benutzung* 184

Physikalische Thatsachen	184
Wasserdampf	194
Kamine	199
Dampfkessel	202
Wärmemenge zur Beheizung eines Raumes	208
Durchgang der Wärme durch Wände	210
Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heißen flüssigen Strom	212
Ofenheizung	214
Calorifer	214
Niederdruck-Wasserheizung	215
Hochdruck-Wasserheizung	216
Dampfheizung	217
Gasbeleuchtung	218

Neunter Abschnitt.*Dampfmaschinen* 228

Theoretische Resultate	228
Praktische Resultate für:	
a) Watsche Maschinen	230
b) Hochdruckmaschinen ohne Condensation, ohne Expansion	230
c) Hochdruckmaschinen mit Expansion, ohne Condensation	231
d) Mitteldruckmaschinen mit Expansion, mit Condensation	232
e) Woolfsche Maschinen	233
Resultate zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für neu zu er- bauende Dampfmaschinen	238
Windmühlen	255
Thierische Kräfte	256

Zehnter Abschnitt.*Transport zu Wasser und zu Land* 259

Fahrwerke für Strassen	259
Lokomotive	264
Dampfschiffe	290

	Seite
Elfter Abschnitt.	
<i>Arbeitsmaschinen und Fabrikation</i>	321
Die Ramm-Maschine	321
Pochwerke	322
Pumpen	325
Feuerlöschspritzen	331
Holzsägen	332
Mahlmühlen	336
Papierfabrikation	340
Baumwollenspinnerei	343
Baumwollenweberei	355
Roheisenerzeugung	356
Dimensionen der Hochöfen	362
Dimensionen der Gebläse	363
Schmiedeisensfabrikation	368
Walzwerke	372
Hammerwerke	374
<i>Old Mills, Scientific American vol. III Pg 2</i>	
Zwölfter Abschnitt.	
<i>Sammlung analytischer Formeln</i>	379
Dreizehnter Abschnitt.	
<i>Sammlung von Tabellen</i>	408
Vergleichung der Maasse und Gewichte	408
Die reciproken Werthe der natürlichen Zahlen	424
Werthe von n , $n\pi$, $n^2 \frac{\pi}{4}$, n^2 , n^3 , \sqrt{n} , $\sqrt[n]{n}$	424
Länge der Kreisbögen	447
Trigonometrische Linien	448
Logarithmen	449
Metallmischungen	451
Spezifische Gewichte	453
Tabellen zur Gewichtsbestimmung	455
Preise der Maschinen	461



Technische Literatur.

Rationelle Mechanik.

- Bélanger*, traité de mécanique, übersetzt von *Guyler*
Cornolia, traité de la mécanique des corps solides, 1844.
Navier, résumé des leçons de mécanique à l'école polytechnique, 1841.
Duhameil, traité de mécanique, 1845.
Gaubert, traité de mécanique, 1840.
Lagrange, mécanique analytique, 1815.
Molesley, die mechanischen Prinzipien, übersetzt von *Scheffler*
Poisson, traité de mécanique, 1833.
Poincaré, éléments de statique.

Handbücher der theoretischen und angewandten Mechanik.

- Burg*, Compendium der Mechanik, 1846.
Christien, traité de mécanique industrielle.
Combes, traité de l'exploitation des mines, 1844.
Gerstner, Handbuch der Mechanik.
Keiser, Handbuch der Mechanik mit Bezug auf ihre Anwendungen, 1842.
Morin, leçons de mécanique pratique.
Poncelet, introduction à la mécanique industrielle, 1839.
Poncelet, application de la mécanique aux machines.
Redtenbacher, die Prinzipien der Mechanik und des Maschinenbaues, 1859.
Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, 1855.

Sammlung technischer Hilfsmittel.

- Bernouille*, Vademecum des Mechanikers, 1855.
Claudel, Ingenieur civil. Formules Tables et Renseignements pratiques, 1849.
Lenoir, calculs faits à l'usage des industriels, 1842.
Morin, aide-mémoire de mécanique, 1838.
Redtenbacher, Resultate für den Maschinenbau, 3. Auflage 1856.
Rössler, Sammlung technischer Hilfsmittel, 1845.
The engineer's and contractor's pocket-book for the year 1854.
Tafe, application de la mécanique, 1839.
Weisbach, der Ingenieur, Sammlung von Formeln und Regeln der Arithmetik, Geometrie und Mechanik, 1846.

Encyclopädische Werke.

Borgnis, traité complet de mécanique appliqué aux arts, 10 Bände, 1818 bis 1823.

Lanz et Betancourt, essai sur la composition des machines.

Karmasch und Heeren, technisches Wörterbuch oder Handbuch der Gewerbkunde, bearbeitet nach Dr. *Andrew Ure's* dictionary of arts, manufactures and mines, 1843.

Knapp, Lehrbuch der chemischen Technologie zum Unterricht und Selbststudium 1847.

Prechtl, technologische Encyclopädie, 17 Bände.

Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Bresse, recherches analytiques sur la flexion et la résistance des pièces courbes, 1854.

Culomb, mémoire de l'académie, 1784.

Cauchy, de l'équilibre et du mouvement des corps élastiques, exercices de mathématiques.

Dinger, Theorie der elastischen Körper, Archiv der Mathematik und Physik von *Grunert*, Band XXIII, 1854. .

Duleau, essai théorique et expérimental sur la résistance du fer forgé, 1820.

Gerstner, Handbuch der Mechanik, 1831.

Lagerhjelm, Versuche über die Dehnbarkeit, Festigkeit und Elastizität des Schmiedeeisens, Uebersetzung von *Pfaff*, 1820.

Lamé, leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides, 1852.

Leslie, éléments de philosophie naturelle, Edinb. 1823.

Navier, mémoire sur les ponts suspendus, 1830.

Navier, résumé des leçons sur l'application de la mécanique à l'établissement des constructions, tome I, 1833.

Poncelet, mécanique industrielle, 1839.

Poisson, de l'équilibre et du mouvement des corps élastiques et des fluides. Journal de l'école polytechnique, cahier XX, 1831.

Rennie, philos. transaction 1818.

Tredgold, philos. transact, 1824, Band II.

Werthheim, mémoire de physique et mécanique 1848.

Young, leçons de philosophie naturelle, Band II.

Hydraulik.

d'Aubuisson de Voisin, traité d'hydraulique, 2. édit., 1840.

Bélanger, essai sur la solution numérique de quelques problèmes relatifs au mouvement permanent des eaux courantes, 1828.

Duchemin, Experimentaluntersuchungen über die Gesetze des Widerstandes der Flüssigkeiten.

Genieys, essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux, Paris 1829.

Navier, résumé des leçons données à l'école des ponts et chaussées sur l'application de la mécanique à l'établissement des constructions et des machines, tome II, 1833.

- Poncelet et Lebrun*, expériences hydrauliques, 1832.
Bühlmann, Hydromechanik, 1854.
Schöffler, Prinzipien der Hydrostatik und Hydraulik, 2 Bände.
Weisbach, Ausfluss des Wassers aus Röhren, 1842.

Die Wärme.

- Armangaud*, publication industrielle. Chauffage et ventilation de la nouvelle Force de Paris par *Granville*, t. V, pag. 87.
 Appareil au chaud pour le chauffage des Sernet par *Gervais*, t. IX, pag. 480.
Carnot, S, reflexion sur la puissance motrice du feu, 1824.
Clausius, die mechanischen Wirkungen der Wärme, Poggendorff.
 Band: 79, 79, 81, 82, 89, 90, 88.
 Seite: 368, 500, 168, 263, 335, 513, 480.
Fourier, distribution de la chaleur dans les corps solides, 1822.
Hoppe, das Aequivalent der Wärmeeinheit.
Holmann, Wärme der Gase und Dämpfe.
Lamynol, études sur les machines à air chaud, 1853.
Pecher, traité de la chaleur considérée dans les applications, 1843.
Person, l'équivalent mécanique de la chaleur. Comptes rendues, 1854, Nr. 24, 11. Decbr.
Poisson, mémoire sur la distribution de la chaleur dans les corps solides. Journal de l'école polytechnique, cahier XIX.
Poisson, de la force élastique et de la chaleur des gaz. Mécanique 1838.
Reech, machines à air, 1854.
Reech, théorie générale des effets dynamiques de la chaleur, 1854.
Redtenbacher, die calorische Maschine, 1853.
Regnault, relation des expériences entreprises pour déterminer les lois qui entrent dans le calcul des machines à vapeur, 1847.
Schinz, die Wärme-Messkunst, 1858.

Wasserräder und Turbinen.

- Armangaud*, Publication industrielle.
 Turbines hydrauliques par *Fourneyron* et *Gentilhomme*, tom. I, pag. 439.
 Nouvelles turbines hydrauliques par *Callon* et *Cadiat*, tom II, pag 394.
 Turbine double pouvant marcher sans de grandes variations de volumes d'eau par *Fontaine*, tom. IV, pag. 211.
 Turbine hydraulique à vanues partielles par *Fontaine*, tom. IV, pag. 200.
 Divers systèmes de turbines hydrauliques, tom. VI, pag. 294,
 Turbine hydraulique système *Euler*, tom. VIII, pag. 21.
Combe, turbines hydrauliques.
Morin, expériences sur les roues hydrauliques.
Poncelet, mémoire sur les roues hydrauliques à aubes courbes, 1827,
Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren, 1844
Redtenbacher, Theorie und Bau der Wasserräder, 1846.
Bühlmann, die Turbinen, 1840.
Whitelow and Stirratt patent Water-Mill, 1843.

Dampfmaschine.

Armengaud, Publication industrielle.

Machine à vapeur, à rotule, à haute pression et à simple effet avec application de la détente, par *Derasne et Cail*, tom. I. pag. 368.

Chaudière à vapeur avec appareil pour la production du gaz, par *Mariotte* tom. I, pag. 337.

Machine à vapeur à basse pression et à double effet établie au bassin de Saint-Quentin, tom. I, pag. 145.

Machine à basse pression et à double effet pour bateaux à vapeur, par *Moudsley, Field et Comp.*, tom. II, pag. 206.

Machine à vapeur à haute pression à détente et sans condensation, par *Imbert*, tom. II, pag. 32.

Indicateur de pression, tom. III, pag. 477.

Chaudières à tubes importées d'amérique, par *Cornu*, tom. III, pag. 441.

Machine à vapeur à colonne, par *Farcat*, tom. III, pag. 256.

Essais comparatifs de chauffage avec chaudières à vapeur, par *Cavé* tom. IV, pag. 1 bis 16.

Machine marchant par la vapeur d'eau et la vapeur d'ether sulfurique, par *du Trembley*, tom. V, pag. 426.

Machines à vapeur accouplées sans volant, par *Faivre*, tom. V, pag. 225.

Manomètre à air libre, par *Richard*, tom. V, pag. 105.

Observations et expériences comparatives sur les machines de Cornouailles, tom. VI, pag. 482 bis 491.

Machine à vapeur à simple effet appliquée à l'épuisement des eaux aux mines de Cornouailles, tom. VI, pag. 546 bis 481.

Machines à vapeur horizontales servant de moteur aux pompes pneumatiques de Saint-Germain, par *Flachat*, tom. VI, pag. 169.

Machine à vapeur à cylindre horizontal, par *Halette*, tom. VI, pag. 3.

Chaudières ou générateurs à vapeur de diverses constructions, tom. VII, pag. 438.

Chaudières tubulaires à vapeur, tom. VII, pag. 468.

Manomètres et baromètres métalliques sans mercure, par *Bourdon*, tom. VII, pag. 370.

Machines à vapeur à deux cylindres à moyenne pression avec détente et condensation, tom. VII, pag. 318.

Machine à vapeur à trois cylindres, par *Legavrian*, tom. VIII, pag. 339.

Machine à vapeur horizontale accouplée, par *Bourdon*, tom. IX, pag. 238.

Machine à vapeur trois cylindres, par *Legavrian*, tom. IX, pag. 149.

Fairey, on the Steam-Engine.

Jullien et Batteil, traité sur les machines à vapeur.

Nottebohm, Zeichnungen über ausgeführte Dampfmaschinen, 1841.

Pambour, théorie de machines à vapeur, 1847.

Tredgold, on the Steam-Engine und Steam-Navigation, 1838.

Lokomotive.

Armengaud, publication industrielle.

Machine locomotive la Gironde, par *Clapeyron*, tom. III., pag. 97.

- Locomotive à cylindres extérieurs et à détente variable, par *Clapeyron*, tom. V, pag. 35.
- Locomotive à grande vitesse avec roues motrices à l'arrière (système *Crampton*), par *Dervaux* et *Cail*, tom. VII, pag. 209.
- Locomotive à roues connexées, par *Tourasse*, tom. VII, pag. 211.
- Machine locomotive à marchandises à quatre roues couplées, par *Palancau*, tom. VII, pag. 52.
- Ougets, des contre-poids appliqués aux roues motrices des machines locomotives. *Annales des mines*, 1853, 5. série, tom. III.
- Charles Clark*, railway machinery. A treatise on the mechanical engineering of railways.
- Lochatelier*, Guide du mécanicien constructeur et conducteur de machines locomotives.
- Lochatelier*, rapport adressé à M. le ministre de travaux publics. *Annales des mines*, 5. série, tom. I, 1852.
- Bam*, Beiträge zur Theorie der Bewegung der Räderfahrwerke, insbesondere der Dampfwagen.
- Hanniger von Waldegg*, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.
- Pompeur*, traité théorique et pratique des machines locomotives.
- Philippe*, théorie de la coulisse servant à produire la détente variable dans les machines à vapeur et particulièrement dans les machines locomotives. *Annales des mines* 1853, 5. série, tom. III.
- Philippe*, mémoire sur les ressorts en acier employés dans le matériel des chemins de fer. *Annales des mines*, 5. série, 2. livraison de 1852.
- Biederbacher*, die Gesetze des Lokomotivbaues, 1855.
- Etzel*, sur la stabilité des machines locomotives. *Annales des mines*, 5. série, 1853, tom. III.
- Tredgold*, the principles and practice and explanation of the machinery of locomotiv-engine.

Dampfschiffahrt.

Armengand, publication industrielle.

- Appareil du navire à vapeur le vaujour, par *Gengembre*, tom. II, pag. 169.
- Des vis ou roues en hélices pour bateaux à vapeur, tom. III, pag. 409.
- Notice sur le Great-Britain, bateau à vapeur à hélice en fer de 1000 chevaux, tom. IV, pag. 419.
- Appareil de bateau à vapeur, par *Gache*, tom. V, pag. 306.
- Appareil à hélice du navire à vapeur La Biche, tom. VII, pag. 485.
- Petit navire à vapeur, par *Duperré*, tom. IX, pag. 111.
- Sur la forme à donner aux navires à vapeur, par *Fincham*, tom. IX, pag. 97.
- Construction des navires en fer, tom. IX, pag. 87.
- Mémoire sur la navigation, fluviale et construction des bateaux à vapeur, par *Gaudry*, tom. IX, pag. 75.
- Bateau, le chamois, par *Nillus*, tom. IX, pag. 73.
- Campaiguac*, de l'état actuel de la navigation par la vapeur, 1842.
- Duhamel*, éléments de l'architecture navale ou traité pratique de la construction des vaisseaux, 1758.

Dupuy de Lôme, mémoire sur la construction des batiments en fer, 1844.

Labrousse, des propulseurs sous-marins, 1833.

Redtenbacher, die calorische Maschine, nebst einer Theorie der Treibapparate für Dampfschiffe, 1853.

Tredgold, on the steam-engine and steam-navigation.

Pumpwerke.

Annales des Mines.

Description des mines de Pontgibaud, par *Pirot*, 4. série, tom. XVIII, pag. 156.

Mémoire sur l'exploitation des mines des comtés de Cornwall, par *Combe*, 3. série, tom. V, pag. 621, 630, 647.

Mémoire sur les pompes employées dans les mines, par *J. Taylor*, 3. série, tom. I, pag. 213.

Notice sur une machine d'extraction à colonne d'eau fonctionnant dans les puits Saint-André, près Schemnitz, par *Page*, 4. série, tom. XI, pag. 403.

Mémoire sur les machines à colonne d'eau de la mine d'Huelgoat, par *Junker*, 3. série, tom. VIII.

Civil engineer and architects journal. The pumping engines at the Birmingham waterworks by *Garland*, vol. XVII, pag. 56.

Fölsch, die Stadtwasserkunst zu Hamburg, 1851.

Portefeuille industrielle du conservatoire des arts et métiers. Machine à colonne d'eau de *Reichenbach*, tom. I, pag. 93.

Tredgold, the cornish pumping-engine by *William Pale*, 1844.

Wickstead, cornish and boulton and watt-engines erected at the east London water-works Old ford.

Mahlmühlen, Oehlmühlen.

Armengaud, publication industrielle.

Moulin à blé perfectionnés établi à corbeil, par *Cartier* et *Armangaud*, tom. I, pag. 289.

Appareil à nettoyer les blés, par *Cartier*, tom. I, pag. 115.

Cylindres comprimeurs, par *Cartier*, tom. III, pag. 515.

Machine à battre le blé, par *Mathieu de Dombasle*, tom. III, pag. 200.

Machine à battre le blé. par *Cambray*, tom. III, pag. 194.

Meules annulaires, par *Gosme fils*, tom. III, pag. 17.

Moulin à blé perfectionné marchant à courroies, par *Darbley*, tom. III, pag. 1.

Trieur mécanique pour épurer les grains de toute espèce, par *Vachon*, tom. V, pag. 320.

Appareil accélérateur de la mouture pour moulins à blé, tom. V, pag. 263.

Moulin à blé à batis beffrois indépendants, par *Christian*, tom. V, pag. 256.

Etablissement des moulins à farine, tom. VII, pag. 42.

Moulin bitournant ou à double mouvement, par *Christian*, tom. VII, pag. 35.

Accélérateur, refroidisseur et appareil humecteur appliqué aux moulins à farine, par *Debaune*, tom. VII, pag. 29.

Appareil complet pour le nettoyage des blés, par *Baron*, tom. VIII, pag. 369.

Machine à battre le grain, par *Loriot*, tom. IX, pag. 502 bis 506.

Conservation des grains, par *Huart*, tom. IX, pag. 286.

Moulin à blé à vitesse accélérée commandé par friction et par le haut, par *Fromant*, tom. IX, pag. 230.

Fräse, die englischen, amerikanischen und schweizerischen Kunstmühlen.

Neumann, der Wasser-Mahl-Mühlenbau, 1810.

Schlegel, vollständige Mühlenbaukunst.

Scholl, der Bau und Betrieb der Oehlmühlen.

Gabelrichtung.

Clegg, practical treatise on coal-gas, 1841.

d'Harcourt, traité de l'éclairage au gaz, 1845.

Felouse, traité de l'éclairage au gaz, 1839.

Sägen.

Armengaud, publication industrielle.

Grand scierie mécanique à une seule lame pour débiter les bois en grume, par *Philippe*, tom. III, pag. 236.

Scie mécanique à cylindres et à une seule lame, par *Peyod*, tom. III, pag. 162.

Scierie mécanique à mouvement alternatif et à lame horizontale pour placage, par *Cort*, tom. IV, pag. 313.

Grande scierie à lame sans fin, par *Thouard*, tom. V, pag. 138.

Scierie machine à dresser et rainer les bois, par *Baudat*, tom. VII, pag. 254.

Machine à débiter les bois en feuilles minces, par *Gerard*, tom. VII, pag. 91.

Scierie mécanique à découper ou à chantourner avec une lame sans fin, par *Perrin*, tom. IX, pag. 349.

Scierie mécanique à plusieurs lame, par *Mazeline*, t. IX, pag. 121.

Papierfabrikation.

Armengaud, publication industrielle.

Piles à papier marchant par courroies, par *Callon*, tom. IV, pag. 125.

Machine à couper les chiffons, par *Varroll*, tom. V, pag. 232.

Machine à satinier le papier, par *Chapelle*, tom. V, pag. 235.

Maschine à rogner ou couper le papier et carton, tom. V, pag. 421.

Müller, die Fabrikation des Papiers, 1849.

Spinnen und Weben.

Alcon, essai sur l'industrie des matières textiles, 1847.

Armengaud, publication industrielle.

Filature de coton. Batteur-étaleur double, par *Lagoüée*, tom. IV, pag. 331.

Banc-à-broches en fin, par *Pihet et Comp.*, tom. VI, pag. 391 bis 420.

Divers. systèmes de broches à engrenage débrayant, appliqués aux métiers à filer continus et Mull-Jenny, par *Müller*, tom. IX, pag. 270 bis 284.

Epurateur pour filature, par *Bisler*, tom. IX, pag. 45.

Machine à peigner le lin, par *Girard*, tom. I, pag. 49.

- Machine à tailler le lin et le chanvre , par *Hoffmann* , tom. III, pag. 392.
 Machine à peigner la laine , par *Collier* , tom. III, pag. 305.
 Filature mécanique du lin et du chanvre, par *Fairbairn*, tom. III, pag. 285.
 Filature mécanique du lin et du chanvre , par *Girard* , tom. III, pag. 280.
 Filature mécanique du lin et du chanvre , par *Girard* , tom. III, pag. 189.
 Carde pour les étoupes pour filatures du lin et du chanvre, par *Fairbairn*,
 tom. III, pag. 59.
 Filature mécanique du lin et du chanvre , par *Girard* , tom. III, pag. 59.
 Filature de laine peignée , par *Carbon*, tom. IV, pag. 177.
 Machine à nettoyer la laine et le coton , par *Lipke* , tom. V, pag. 20.
 Filature de laine , par *Pihet* , tom. V, pag. 448.
 Machines à peigner la laine, tom. VI, pag. 238 bis 247.
 Filature mécanique du lin et du chanvre peigneure circulaire, par *Lacrain*,
 tom. VI, pag. 210.
Baines , hystory of the cotton manufacture.
Coquelin , nouveau traité complet de la filature mécanique du lin et du chanvre.
 1846.
Fischer , der praktische Baumwollspinner , 1855.
Hülse , Dr., die Technik der Baumwollenspinnerei , 1857.
Le Blanc , flature de coton, 1828.
Montgomery , Theorie und Praxis der Baumwollspinnerei.
Schmidt , C. H. , Lehrbuch der Spinnerei-Mechanik , 1857.
Oger , Lehrbuch der Baumwollspinnerei.
Scott , praktischer Spinner und Weber.

Eisenfabrikation.

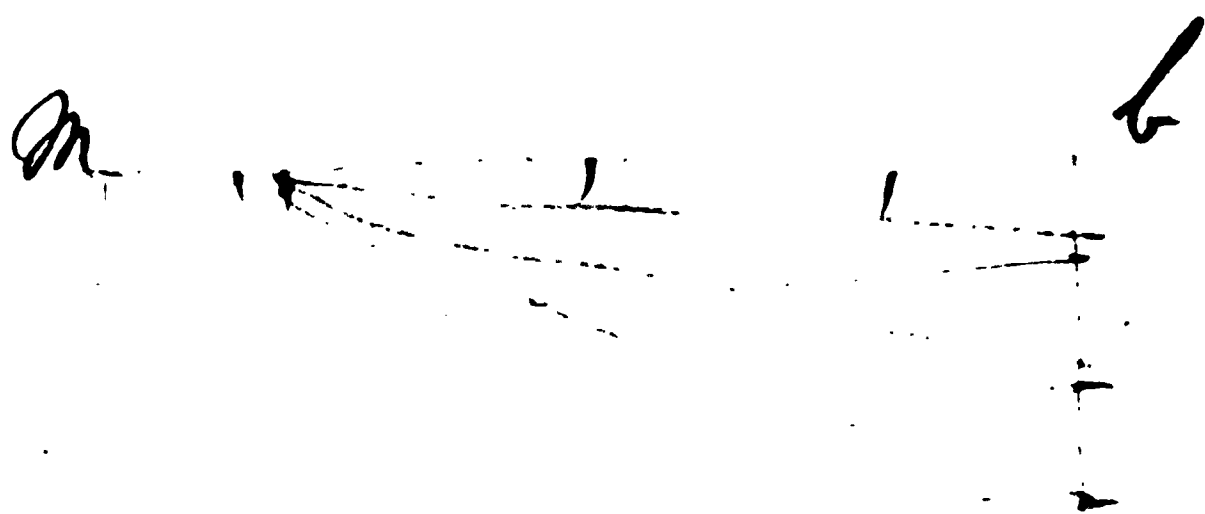
- Flachat* , *Barrault* et *Petiet* , traité de la fabrication de la fonte et du fer , 1846.
Karsten , Metalurgie des Eisens.
Valerius , traité théorique et pratique de la fabrication du fer.
Walter de Saint-Ange , Métalurgie pratique du fer.

Messinstrumente.

- Armengaud* , tom. VII, pl. 29 , pag. 469, manomètres sans mercure.
Armengaud , tom. V, pl. 9 , pag. 105, manomètre à air libre.
Heusinger , Jahrgang 1853 , Organ , Band VIII , Heft 3 , Taf. IX , Bericht über
 verschiedene Manometer.
Jürgensen , mémoire de l'horlogerie exacte , 1832.
Lepaute , traité d'horlogerie , 1767.
Morin , appareils dynamométriques , 1841.

6

2



ERSTER ABSCHNITT.

Geometrie.

Verzeichnung von verschiedenen krummen Linien.

1.

Verzeichnung der Parabel, Fig. 1, Taf. I., wenn der Scheitel A, die Richtung A x der Axe, und ein Punkt M der Linie gegeben ist.

Man verzeichne das Rechteck M p A b, theile M b in eine beliebige Anzahl, z. B. in 4 gleiche Theile, theile auch A b in eben so viele, also ebenfalls in 4 gleiche Theile, ziehe von A aus die Linien A 3, A 2, A 1, und durch 1, 2, 3, Parallellinien zur Axe A x; so sind die Punkte I, II, III, in welchen sich diese Linien schneiden, einzelne Punkte der Parabel.

2.

Verzeichnung der Normale, welche einem Punkt II der Parabel entspricht. Fig. 1, Taf. I.

Fälle den Perpendikel II p₂, mache A a = A p₂, ziehe a II und errichte auf a II in II einen Perpendikel II q₂, so ist dies die gesuchte Normale.

Die Normallinien, welche den übrigen Punkten I III M entsprechen, werden gefunden, wenn man die Perpendikel III p₃, I p₁, M p fällt, p₃ q₃ = p₁ q₁ = p q = p₂ q₂ macht und die Punkte q₃ q₁ q mit III I M verbindet.

Werden diese Normallinien verlängert, bis sich je zwei auf einander folgende schneiden, so sind die Durchschnittspunkte die Mittelpunkte der Kreisbögen A III, III II, II I, I M, aus welchen die Parabel zusammengesetzt werden kann.

3.

Verzeichnung einer Ellipse, deren Axen gegeben sind.

a) Genaues Verfahren. Fig. 2 Taf. I.

Es sei O der Mittelpunkt, Oa die halbe grosse, Ob die halbe kleine Axe. Beschreibe aus O mit den Halbmessern Ob, Oa und $Oc = Ob + Oa$ die concentrischen Kreise βb , $a\alpha$, $c\gamma$, ziehe einen beliebigen Radius Oqpr, ziehe durch q eine Parallele zu Oc, durch p eine Parallele zu Ob, so schneiden sich diese Linien in einem Punkt m der Ellipse; und wenn man m mit r verbindet, so ist dies die zum Punkt m der Ellipse gehörige Normale.

Wiederholt man diese Konstruktion, indem man mehrere Radien von O aus zieht, so erhält man zur Verzeichnung der Ellipse eine Folge von Punkten und die denselben entsprechenden Normalen.

b) Annäherungsverfahren. Fig. 3 Taf. I.

Es sei O der Mittelpunkt, aa, die grosse, bb, die kleine Axe der Ellipse.

Mache $Oc = Ob$, $Od = Od_1 = 3\frac{a}{2}\frac{c}{2}$, $Oe = Oe_1 = 4\frac{a}{2}\frac{c}{2}$, ziehe e_1dm , $e_1d_1m_1$, edn , ed_1n_1 , und beschreibe aus den Punkten dd₁ ee₁ die Kreisbögen nam, n₁a₁m₁, nb₁n₁, mbm₁, so bilden diese zusammen eine der Ellipse ähnliche Linie, vorausgesetzt, dass das Verhältniss zwischen der grossen und kleinen Axe nicht grösser als 2 ist. Ist dieses Verhältniss grösser als 2, so muss die genauere Methode gebraucht werden.

4.

Verzeichnung der Cycloide. Fig. 4. Taf. I.

Es sei 09, die Grundlinie 049 die Hälfte des Erzeugungskreises in seiner anfänglichen Stellung. Man theile den Halbkreis in mehrere, z. B. in 9 gleiche Theile und ziehe die Sehnen 01, 02, 03, 04 . . . trage die abgewinkelte Länge eines der Bögen 01, 12, 23, von 0 aus eben so oftmal auf, als die Anzahl der Theile beträgt, in welche der Halbkreis getheilt wurde, und ziehe durch die Punkte 1, 2, 3, 4, . . . parallele Linien zu den Sehnen 01, 02, 03 . . . so sind die Durchschnittspunkte I II III IV V . . . die Mittelpunkte der Kreisbögen oa, ab, bc . . . aus welchen die zu verzeichnende Cycloide zusammengesetzt werden kann.



5.

Verzeichnung eines Bogenstückes einer Epicycloide. Fig. 5 Taf. I.

Es sei $O\delta$ das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das epicycloidische Bogenstück $O\delta_1$ verzeichnet werden soll; n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile das Bogenstück $O\delta$ in mehrere, z. B. in 6 gleiche Theile. $01 = 12 = 23 = \dots = a$, nehme ein Bogenstück von der Länge $(n + 1) a$, trage dasselbe von O aus ebenfalls 6 Mal auf, verbinde die sich ergebenden Punkte $1, 2, 3, 4, \dots$ mit den Punkten $1, 2, 3, 4$, und beschreibe aus den Durchschnittspunkten I, II, III die Kreisbögen $01_1, 1_1 2_1, 2_1 3_1, \dots$ so bilden diese zusammen annähernd das zu verzeichnende epicycloidische Bogenstück.

6.

Verzeichnung des Bogenstückes einer Hypocycloide. Fig. 6. Taf. I.

Es sei $O\delta$ das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das hypocycloidische Bogenstück $O\delta_1$ verzeichnet werden soll; n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile den Bogen $O\delta$ in mehrere, z. B. in 5 gleiche Theile $01 = 12 = 23 = \dots = a$, mache die Bögen $01_1 = 1, 2_1 = 2, 3_1 = \dots = (n - 1) a$, ziehe die Linien $1, 1I, 2, 2II, 3, 3III, \dots$ und beschreibe aus den Punkten I, II, III die Kreisbögen $01_1, 1_1 2_1, 2_1 3_1, 3_1 4_1, \dots$ so bilden diese zusammen das zu verzeichnende hypocycloidische Bogenstück.

Flächen - und Körperberechnung.

7.

Der Flächeninhalt $A M p$ Fig. 1 Taf. I. einer Parabel ist gleich

$$\frac{2}{3} \overline{A p} \times \overline{M p}$$

1.

8.

Der Flächeninhalt einer Ellipse

dem Produkte aus den beiden Halbaxen in die Zahl $\pi = 3.142$.

9.

Simpson's Regel

ng des Flächeninhaltes ebener Figuren. Es sei A B C D
 . der zu berechnende Flächeninhalt. Man theile A D in
 Anzahl n gleicher Theile $A 1 = 12 = 23 = \dots$
 esse die Ordinaten $y_0 y_1 y_2 \dots y_n$; dann findet man:
 halt A B C D $= \frac{1}{3} \{ y_0 + y_n + 4 (y_1 + y_3 + y_5$
 $y_{n-1}) + 2 (y_2 + y_4 + \dots + y_{n-2}). \}$

10.

Die Oberfläche einer Kugel

lbmesser r ist gleich

$$4 r^2 \pi \dots (\pi = 3.142).$$

11.

Die Oberfläche eines Kugelabschnittes

$$2 \pi r a = \pi (a^2 + b^2)$$

lbmesser der Kugel,
 öhe des Abschnittes,
 lbmesser des Kugelschnittes,

12.

Kubikinhalt einer Pyramide oder eines Kegels

A h, wenn A die Grundfläche, h die Höhe des Kör-
 met

13.

*Der Kubikinhalt einer Kugel,*deren Halbmesser r ist

$$\frac{4}{3} r^3 \pi$$

14.

Der Kubikinhalt eines Kugelabschnittes.

ist gleich

$$\frac{\pi}{6} a (3b^2 + a^2)$$

wobei a die Höhe und b den Halbmesser des Kugelabschnittes bezeichnet.

Die Maschinenorgane in geometrischer Hinsicht.

Rollen.

15.

Benennungen.

Um die Stellung der Rollen und den Lauf des Riemens beschreiben zu können, nennen wir:

- a) Mittlere Ebene einer Rolle: eine Ebene, welche auf der Axe einer Rolle senkrecht steht und durch die Mitte der Rollenbreite geht.
- b) Mittleren Schnitt: den Kreis, in welchen die mittlere Ebene die Oberfläche der Rolle schneidet.
- c) Riemen-Mittel: eine auf dem Riemen gezogene von den Rändern desselben gleich weit abstehende Linie.

16.

Hauptregel für die geometrische Anordnung eines Riementriebes.

Bei der Anordnung eines Riementriebes müssen die folgenden 2 Regeln beobachtet werden: 1) Muss die Mittellinie des Riemens, da wo derselbe auf eine Rolle aufläuft, in der mittleren Ebene dieser Rolle liegen. 2) Sollen die Leitrollen, wenn solche angewendet sind, so gestellt werden, dass die Linie, in welcher die

mittlere Ebene der Leitrolle die mittlere Ebene der Triebrolle durchschneidet, mit der Mittellinie des Riemens zusammenfällt.

17.

Beispiele über Riementriebe.

Nach den in Nummer 16 ausgesprochenen Regeln sind die folgenden Riementriebe angeordnet:

Fig. 8 Taf. I. Die Axen parallel nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Triebrollen fallen zusammen.

Fig. 9 Taf. I. Die Axen parallel, nach entgegengesetzter Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen fallen zusammen.

Fig. 10 Taf. I. Die Axen parallel, nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen nicht zusammenfallend. $l l_1$ Leitrollen.

Fig. 1 Taf. II. Rollen auf zwei sich schneidende Axen. $l l_1$ Leitrollen, deren Ort und Stellung gefunden wird wie folgt. Nehme in der Durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen zwei beliebige Punkte $a a_1$, ziehe von denselben Tangenten an die mittleren Schnitte der Triebrollen, und lege die Rollen $l l_1$ so, dass die mittleren Schnitte einer jeden von einem Tangentenpaar berührt werden. Werden die Rollen $l l_1$ auf diese Weise gestellt, so drücken die Riemen nach normaler Richtung gegen die Rollen und können daher von denselben nicht abgleiten.

Fig. 2. Taf. II. Zwei gegen einander geneigte sich nicht schneidende Axen. Die Durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen berührt die mittleren Kreisschnitte der Rollen. Die Bewegung muss nach der Richtung der Pfeile erfolgen (vermöge Regel Nr. 16). Die kürzeste Distanz der Axen muss ungefähr 2 Mal so gross sein, als die grössere der beiden Rollen.

Fig. 3 Taf. II. Die Axen gegen einander geneigt, sich nicht schneidend. Die Rollen in beliebigen Stellen mit den Axen verbunden. Die Stellung der Leitrollen wird wie im Falle Fig. 1 gefunden.

Fig. 4. Taf. II. Die Axen gegen einander geneigt sich nicht schneidend. Die Rolle A fest mit a verbunden. Die Rolle B vermittelt eines *Hook'schen* Schlüssels mit b verbunden. Die mittleren Ebenen beider Rollen zusammenfallend.

Räder.

18.

Bestimmung der Grundform der Räder.

Die verzahnten Räder, welche gewöhnlich gebraucht werden, haben: wenn die Axen parallel sind, cylindrische; wenn die Axen

sich schneiden, konische; wenn die Axen nicht parallel sind und sich nicht schneiden, hyperbolische Grundformen, die auf folgende Weise bestimmt werden:

a) bei Stirnrädern, d. h. bei Rädern für parallele Axen, seien R r die Halbmesser der Theilkreise, d die Distanz der Axen,

$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oft das Rad vom Halbmesser r sich umdrehen soll, während jenes vom Halbmesser R einmal umgeht, so ist

$$R = \frac{nd}{n+1}$$

$$r = \frac{d}{n+1}$$

b) bei Kegelrädern, d. h. wenn die Axen sich schneiden. Es seien Fig. 5 Tafel II. CA und Ca die beiden Axen, n die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe Ca bei einer Umdrehung der Axe CA machen soll.

Man bestimme einen Punkt b , dessen Abstände bO und bo von den Axen sich wie $n:1$ verhalten, und ziehe bC . Denkt man sich nun das Dreieck OCb um CA und das Dreieck oCb um Ca herumgedreht, so entstehen die zwei längs der Linie bC sich berührenden Grundkegel der Räder.

c) Für hyperbolische Räder Fig. 6 Taf. II. Es seien CA und Ca die beiden Axen, die mit der Ebene des Papiere parallel sind. Die kürzeste Distanz der Axen geht durch C , ist auf der Ebene des Papiere senkrecht und ihre Länge sei gleich s . Die Anzahl der Umdrehungen, welche Ca bei einer Umdrehung von CA machen soll, sei n .

Theile den Winkel ACa der Axen durch eine Linie Cq in zwei Theile, so dass $Aq:qa = n:1$.

$$\text{Mache } \overline{CD} = \overline{AE} = \frac{n}{n+1}s, \quad \overline{Cd} = \overline{ae} = \frac{s}{n+1}$$

$$\text{so dass } \overline{AB} = \overline{AB_1} = \overline{qE}, \quad \overline{ab} = \overline{ab_1} = \overline{qe}.$$

Verzeichne mit den Halbmessern AB und CD , ab und Cd die Kreise K K_1 k k_1 . Ziehe qm parallel mit Ca , qn parallel mit CA . Theile den Kreis K von n ausgehend in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Zähne beträgt, welche das Rad erhalten soll, und den Kreis k von m ausgehend, in eine n Mal kleinere An-

zahl gleicher Theile. Ziehe durch die Theilungspunkte die Tangenten $T T_1 T_2 \dots t t_1 t_2$ und suche ihre Projektionen, so bestimmen diese durch ihre wechselseitigen Durchschnitte die Hyperbeln $B D B_1 D_1, b d b_1 d_1$, welche durch Umdrehung um ihre Axen die Grundformen der beiden Räder erzeugen. Die Linie Cq gibt die Richtung an, nach welcher die Zähne in die Räder einzuschneiden sind

Verzahnung.

19.

Anzahl der Zähne.

Zwei in einander greifende Räder erhalten gleich grosse Theilungen. Die Anzahl der Zähne zweier in einander greifender Räder verhalten sich demnach wie die Halbmesser derselben. Die absolute Anzahl der Zähne ist in geometrischer Hinsicht willkürlich, und wird durch die Kraft bestimmt, welche am Umfange der Räder wirkt

20.

Grundbedingung für die Form der Zähne.

Die Zähne zweier in einander greifender Räder müssen so geformt sein, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeit der beiden Räder in jedem Augenblicke der Bewegung denselben Werth hat. Es gibt unendlich viel Paare von Zahnformen, welche dieser wesentlichen Grundbedingung entsprechen. Die gebräuchlichsten sind folgende:

21.

Erste epicycloidische Verzahnung. Fig. 7. Taf. II.

n a m Zahn des Rades R . a n eine radiale Linie. a m ein epicycloidischer Bogen, der Halbmesser des Grundkreises ist R . Der Halbmesser des Wälzungskreises $\frac{1}{2} r$. n_1 a m_1 Zahn des Rades r . a n_1 eine radiale gerade Linie. a m_1 ein epicycloidischer Bogen. Der Halbmesser des Grundkreises dieser Epicycloide ist r , der Halbmesser des Erzeugungskreises $\frac{1}{2} R$. Die epicycloidischen Bögen entsprechen der Wälzung auf einem Theilungsbogen.

21.

Zweite epicycloidische Verzahnung. Fig. 8 Taf. II.

n a m Zahn des Rades R . n , a m , Zahn des Rades r . a m epicycloidischer, a n , hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m gleich R . Halbmesser des Grundkreises für a n , gleich r . Halbmesser der Erzeugungskreise für a m und a n , gleich gross und kleiner als $\frac{1}{2} r$, sonst willkürlich. a m , epicycloidischer, a n hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m , gleich r . Halbmesser des Grundkreises für a n gleich R . Halbmesser der Erzeugungskreise für a n und a m , gleich gross aber kleiner als $\frac{1}{2} R$, sonst willkürlich. Jeder dieser 4 Bögen entspricht der Wälzung auf einem Theilungsbogen. Diese Anordnung ist insbesondere für starke Uebersetzungen geeignet.

23.

Zahnstange mit Getriebe. Fig. 9 Taf. II

n a m Zahn der Zahnstange. a n gerade auf die Grundlinie der Zahnstange senkrechte Linie. a m cycloidischer Bogen. Halbmesser des Erzeugungskreises gleich $\frac{1}{2} r$. m , a n , Zahn des Getriebes. a n , gerade radiale Linie. a m , Evolvente des Kreises r . Die Bögen a m und a m , entsprechen einer Theilung.

24.

Innere cycloidische Verzahnung. Fig. 10 Taf. II.

R r die Theilkreise. n a m Zahn des Rades R . n , a m , Zahn des Rades r . a m , a n , hypocycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise R und r , Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, kleiner als $\frac{1}{2} r$, sonst willkürlich. a m , a n epicycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise r R , Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, sonst beliebig.

25.

Verzahnung mit Kreisbögen.

Man erhält auch brauchbare Zahnformen, wenn man die äusseren Theile der Zähne nach passenden Kreisbögen abrundet, und die inneren

Theile geradlinig und radial macht. Die passenden Abrundungshalbmesser für die äusseren Theile der Zähne findet man vermittelst folgender Formeln:

$$\left(\frac{\rho}{r}\right) = \frac{n+2}{2(n+1)} t$$

$$\left(\frac{\rho}{R}\right) = \frac{2n+1}{2(n+1)} t$$

Dabei bezeichnen;

R, r die Halbmesser der Theilkreise beider Räder,

$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal das kleinere Rad, bei einer Umdrehung des grösseren Rades umgehen soll.

t die für beide Räder gleich grosse Zahntheilung,

$\left(\frac{\rho}{r}\right) \left(\frac{\rho}{R}\right)$ die Abrundungshalbmesser für die Zähne der Räder r und R .

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

n	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{2}$	2	4	6	∞
$\frac{\left(\frac{\rho}{R}\right)}{t}$	0.75	0.77	0.79	0.80	0.83	0.90	0.92	1
$\frac{\left(\frac{\rho}{r}\right)}{t}$	0.75	0.73	0.71	0.70	0.67	0.60	0.57	0.5

$n = \infty$ entspricht der Zahnstange mit Getriebe. — Es verdient bemerkt zu werden, dass

$$\left(\frac{\rho}{r}\right) + \left(\frac{\rho}{R}\right) = \frac{3}{2} t$$

die Verzeichnung der Zähne vermittelst dieser Abrundungshalbmesser erklärt Fig. 1 Taf. III. R, r die Theilkreise der Räder. R, r , zwei Kreise, deren Halbmesser halb so gross sind, als jene von R und r . $\widehat{aM} = \widehat{aN} = \widehat{am} = \widehat{an} = t$. $\overline{MO} = \overline{NO} = \left(\frac{\rho}{R}\right)$, $\overline{mo} =$

$\overline{no} = \left(\frac{p}{r}\right)$. Bogen \widehat{MNP} aus O , Bogen \widehat{mnp} aus o beschrieben.

\overline{CP} Tangente an \widehat{MNP} , \overline{cp} Tangente an \widehat{mnp} .

Wenn sowohl der äussere als auch der innere Theil der Zähne nach Kreisbögen abgerundet werden soll, so findet man die passenden Abrundungshalbmesser nach folgenden Formeln:

Benennung des Bogens. *Abrundungshalbmesser.*
Fig. 8 Taf. II.

$$\begin{array}{ll} am & \dots \dots \dots \frac{R + r_1}{R + 2r_1} t \\ an & \dots \dots \dots \frac{R - R_1}{R - 2R_1} t \\ am_1 & \dots \dots \dots \frac{r + R_1}{r + 2R_1} t \\ an_1 & \dots \dots \dots \frac{r - r_1}{r - 2r_1} t \end{array}$$

In diesen Formeln bedeuten:

R, r die Halbmesser der Theilkreise der beiden Räder,

t die Zahntheilung,

R_1, r_1 die Halbmesser zweier Hilfskreise, die an die Bedingung geknüpft sind, dass R_1 kleiner als $\frac{1}{2} R$ und r_1 kleiner als $\frac{1}{2} r$ sein muss, im Uebrigen aber willkürlich genommen werden können.

26.

Äussere Evolventen-Versahnung. Fig. 2 Taf. III.

R, r die Theilkreise der Räder. ab gleich einer Zahntheilung. bo eine gerade radiale Linie. ga senkrecht auf bo . Og senkrecht auf ga oder parallel zu bo . R_1, r_1 zwei mit den Halbmessern Og und of beschriebene Kreise. fh Evolvente, die durch Aufwicklung von gf auf R_1 entsteht. $ai = af$. ik Evolvente, die durch Aufwicklung von if auf r_1 entsteht. Die Evolventenbögen fh und ik sind die gekrümmten Theile der Zähne. Die geraden radialen Theile hb_1, k_1 müssen so weit gegen die Mittelpunkte O, o fortgesetzt werden, dass die äusseren krummlinigen Theile hinreichend Spielraum finden.

Zähne, welche auf die so eben. angedeutete Weise construirt werden, können im Ganzen durch zwei Theilungen auf einander

wirken, und zwar durch eine Theilung n mit einer m Theilung nach der Centrallinie Oo . Will man, dass die Zähne einander oder weniger als eine Theilung vor sich haben, so müssen die Längen a und b gerade so lang gemacht werden, als die Wege s und s' sein, die die Zahnwirkung statt finden soll. Wird z. B. a gleich $1\frac{1}{2}$ und b gleich $1\frac{1}{2}$ Theilung gemacht, so erhält man eine Verzahnung, die durch $1\frac{1}{2} + 1\frac{1}{2}$ Theilungen wirkt.

27.

Innere Evolventen Verzahnung. Fig. 3 Taf. III

Wenn je zwei Zähne durch zwei Theilungen n und m auf einander wirken sollen, verfährt man wie folgt. Verzeichne die Theilungszahlen R und r , und am Mittelpunkt o des Getriebes einen Theilungswinkel $\alpha o b$, ziehe bo , falle von a aus den Perpendikeln $a c$ und verlängere denselben nach beiden Seiten, ziehe Og parallel zu ab und beschreibe mit den Halbmessern of und Og die Kreise R und r . Nun mache man $ac = af$ und verzeichne die Evolventen cd und ce , die durch Aufwicklung von fc und gc auf r und R entstehen, so sind cd und ce die krummlinigen Theile der Zähne. Für den freien Durchgang der Zähne wird an cd noch ein gerader radialer Theil de und an ce eine krummlinige Fortsetzung ec angebracht. Setze die Zähne durch einen Weg s vor, und durch einen Weg s' nach der Centrallinie auf einander wirken, so muss $ca = s$ und $ab = s'$ gemacht, im Uebrigen aber das gleiche Verfahren befolgt werden.

28.

Eigenschaften der Evolventen-Verzahnung.

Die Evolventen-Verzahnung hat folgende praktisch-wichtige Eigenschaften:

- 1) Alle mit Evolventenzähnen versehenen Räder können, wenn sie nur gleiche Theilung haben, einander richtig bewegen.
- 2) Die Entfernung der Axen der Räder kann, unbeschadet des richtigen Eingriffs, vermindert oder vermehrt werden, die Dauer des richtigen Eingriffs wird jedoch dadurch geändert.
- 3) Evolventenzähne verursachen die geringste Reibung.
- 4) Evolventenzähne verändern am wenigsten ihre Form durch Abnutzung.
- 5) Räder mit Evolventenzähnen können auch zur Bewegung von Axen, die sich nicht schneiden und einen Winkel bilden, gebraucht werden.

6) Evolventenzähne sind geometrisch ähnlich, und können deshalb am leichtesten durch Maschinen richtig geschnitten werden.

7) Nachtheilige Eigenschaften sind keine bekannt.

Vermöge dieser Eigenschaften sollten die Evolventenzähne allgemein eingeführt werden.

29.

Allgemeine Verzahnung. Fig. 4. Taf. III.

Wenn der Zahn von einem der beiden Räder beliebig angenommen wird, kann die entsprechende Form des Zahnes des anderen Rades auf folgende Art gefunden werden. Es seien Rr die Theilkreise, $a n b$ ein beliebiger krummliniger Einschnitt, welcher die Form des Zahnes von r sein soll. Um die entsprechende Form des Zahnes von R zu erhalten, nehme man in $a b$ einen beliebigen Punkt n an, ziehe die Normale $n m$, mache $\widehat{a m_1} = \widehat{a m}$, ziehe durch m_1 eine gerade Linie, welche den Kreis R unter dem gleichen Winkel schneidet, unter welchem r von $n m$ geschnitten wird, und mache endlich $\widehat{m_1 n_1} = \widehat{m n}$, so ist n_1 ein Punkt der gesuchten Zahnform. Dieses Verfahren auf mehrere Punkte der Kurve $a b$ angewendet, gibt eine Reihe von Punkten der zu verzeichnenden Zahnkurve. Wie man zu verfahren hat, wenn $a n_1$ gegeben und $a n$ gesucht wird, bedarf keiner Erklärung.

30.

Verzahnung der konischen Räder. Fig. 5 Taf. II.

Es seien $C A$ und $C a$ die Axen, $C b e$, $C b f$ die Grundkegel, $C b$ ihre gemeinschaftliche Berührungslinie. Errichtet man in b auf $b C$ eine Senkrechte $S b s$, zieht $S e$ und $s f$ und denkt sich die Dreiecke $e S b$ und $b s f$ um $C A$ und $C a$ herum gedreht, so entstehen zwei neue Kegelflächen, und die Linien, in welchen die richtig geformten Zahnflächen geschnitten werden, stimmen annähernd mit den richtigen Formen der Zähne zweier Stirnräder überein, deren Halbmesser gleich $S b$ und $s b$ sind. Wenn man die Zähne nach Kreisbögen abrunden, demnach das in Nummer 25 angegebene Verfahren anwenden will, muss in den dort aufgestellten Formeln

$$n = \frac{S b}{s b} = \frac{i + \cos \alpha}{i \cos \alpha + 1} i$$

gesetzt werden. Hier bedeutet:

$$i = \frac{bQ}{b_o} \text{ die Uebersetzungszahl,}$$

$$\alpha = \text{Winkel } A C a.$$

Stehen die Axen auf einander senkrecht, so ist $\alpha = 90^\circ$, und dann wird:

$$n = i^2.$$

31.

Die Schraube ohne Ende. Fig. 5, 6 Taf. III.

Bei einer Umdrehung der Schraube legt ein Punkt im Theilkreis des Rades einen Weg zurück, der gleich ist der Höhe eines Schraubenganges. Die Anzahl der Theilungen, um welche das Rad bei einer Umdrehung der Schraube fortrückt, ist demnach gleich der Anzahl der Schraubengänge. Bei einer eingängigen Schraube rückt das Rad um eine Theilung weiter, wenn das Rad einmal um seine Axe gedreht wird. Die Uebersetzungszahl ist gleich der Anzahl der Zähne des Rades, dividirt durch die Anzahl der Schraubengänge. Die Stärke der Zähne wird nach der zu übertragenden Kraft bestimmt. Die Form der Zähne des Rades und der Gewinde der Schraube erklären Fig. 5 und 6. Fig. 5 ist ein Schnitt mit einer auf die Achse des Rades senkrecht stehenden und durch die Axe der Schraube gehenden Ebene. Die Schnittlinien mnp , m , n , p , sind wie bei einer Zahnstange, die durch ein Getriebe bewegt wird, zu verzeichnen. Die Schraube wird sowohl für die Verzeichnung als auch für die Ausführung am einfachsten, wenn man den krummen Theil \widehat{nm} weglässt; in welchem Falle jedoch die Linie m , n , für mehr als eine Theilung construirt werden muss. Wenn die Anordnung zur Uebertragung einer grösseren Kraft dient, wird das Rad mit den Zähnen gegossen. Bei Schrauben ohne Ende, die zu genauen Führungen dienen, werden die Zähne in den metallenen Radkörper eingeschnitten, und die wahren Zahnformen sind die Einhüllungsflächen, welche die Schraubengewinde durch die relative Bewegung gegen das Rad beschreiben.

Gerad-Führungen.

32.

Balancier mit Gegenlenker. Fig. 1 Taf. IV.

Wenn der Balancier und das Verbindungsstück gegeben sind, kann man den Gegenlenker auf folgende Art durch Construction finden. —



Verzeichne den Balancier in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, ziehe $a_1 a_2$, halbiere $a e$ und ziehe durch m eine auf $a C$ senkrechte Linie $y x$, so ist diese die Mittellinie der Kolbenstange. Nun zeichne man das Verbindungsstück in der höchsten $a_1 b_1 c_1$, mittleren $a b c$, und tiefsten Stellung $a_2 b_2 c_2$, und zwar so, dass $b b_1 b_2$ in $x y$ liegen. Sucht man endlich den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte $c c_1 c_2$ geht, so hat man den Drehungspunkt des Gegenlenkers, und $o c = o c_1 = o c_2$ ist die Länge desselben.

Setzt man $a C = a$, $a b = b$, $b c = c$, $o c = r$, $\widehat{a_1 C a} = \alpha$, so findet man die Länge des Gegenlenkers durch folgende Formel:

$$r = \frac{1}{2} \left[a \frac{b}{c} \frac{\sin^2 \alpha}{1 - \cos \alpha} + \alpha \frac{c}{b} (1 - \cos \alpha) \right]$$

Wenn r und a gegeben und $\frac{b}{c}$ gesucht werden soll, hat man:

$$\frac{b}{c} = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin^2 \alpha} \left[\frac{r}{a} + \sqrt{\left(\frac{r}{a}\right)^2 - \sin^2 \alpha} \right]$$

Ist der Winkel α nicht grösser, als ungefähr 30° , so hat man auch annähernd:

$$r = a \frac{b}{c} \text{ oder: } \frac{b}{c} = \frac{r}{a}$$

33.

Das Watt'sche Parallelogramm für Landmaschinen. Fig. 2 Taf. IV.

Wenn der Balancier $C b$ und die Abmessungen des Parallelogramms $a b c d$ gegeben sind, findet man den Gegenlenker $o d$ durch Construction, wie folgt.

Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte $c_1 c c_2$ in die Vertikallinie $x y$ fallen, welche durch den Halbirungspunkt m von $b n$ geht, und suche den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte $d_1 d d_2$ gezogen werden kann; dann ist o der Drehungspunkt und $o d = o d_1 = o d_2$ die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $C b = a$, $C a = b$, $o d = r$, $\widehat{b_1 C b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung des Gegenlenkers die Formel

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{b^2}{a - b} \frac{\sin^2 \alpha}{1 - \cos \alpha} + (a - b) (1 - \cos \alpha) \right]$$

Wenn a und r gegeben und b zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a - b} \text{ und } b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + ar}$$

Wenn a und $b + r = e$ gegeben und b , so wie r zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$b = \frac{ae}{a + e}, \quad r = \frac{e^2}{a + e}$$

Nebst dem Punkt c_1 wird auch jeder andere Punkt, z. B. f und g der Linie $c_1 C$ geradlinig geführt, wenn man f und g durch Verbindungsstücke hi und $a_1 d_1$, die zu $c_1 b_1$ parallel sind, mit dem Parallelogramm in Zusammenhang bringt. Hiedurch ist also ein Mittel geboten, eine beliebige Anzahl von Kolbenstangen geradlinig zu führen.

34.

Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffsmaschinen. Fig. III. Taf. IV.

Ist der Balancier Cb und das Parallelogramm gegeben, so findet man den Gegenlenker od wie folgt. Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte e_1, e_2 (die drei Stellungen der Traverse) in die durch den Halbirungspunkt m von b_n gehenden Vertikallinien (Axe der Kolbenstange) fallen. Sucht man sodann den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte d_1, d_2, d_3 gezogen werden kann, so ist o der Drehungspunkt, und od die Länge des Gegenlenkers.

Nennt man: $Cb = a$, $Ca = b$, $bc = c$, $be = d$, $od = r$, $\widehat{b_1 C b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{b^2}{\frac{c}{d} a - b} \frac{\sin^2 \alpha}{1 - \cos \alpha} + \left(\frac{c}{d} a - b \right) (1 - \cos \alpha) \right]$$

Annähernd ist auch:

$$r = \frac{b^2}{\frac{c}{d} a - b}$$

Wenn $r, a, \frac{c}{d}$ gegeben und b zu suchen wäre, hat man annähernd

$$b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + r\left(\frac{c}{d}\right)a}$$

Wenn $b + r = e, a, \frac{c}{d}$ gegeben und b so wie r zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$b = \frac{ae \frac{c}{d}}{e + \frac{c}{d}a}, \quad r = \frac{e^2}{e + \frac{c}{d}a}$$

35.

Balancier ohne Drehungsaxe. Fig. 4, Taf. VI.

Cc_1 eine um C drehbare Stütze, $c_1 a_1$ der Balancier, in welchem bei a_1 die geradlinig auf- und niedergehende Kolbenstange, und bei b_1 ein Gegenlenker, der sich um o dreht, eingehängt ist. Um den Gegenlenker durch Construction zu finden, zeichne man die Anordnung in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung und bestimme den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte b_1, b_2, b_3 geht; dann ist o der Einhängpunkt, und bo die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $c_1 a_1 = a, c_1 b_1 = b, ob_1 = r, \widehat{a_1 c_1 o} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{b^2}{a-b} \frac{\sin^2 \alpha}{1 - \cos \alpha} + (a-b)(1 - \cos \alpha) \right]$$

Oder annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a-b}$$

Ist $b + r = e$ und a gegeben, so findet man annähernd:

$$b = \frac{ae}{a+e}, \quad r = \frac{e^2}{a+e}$$

36.

Anmerkung.

Die Vorrichtungen Fig. 1, 2, 3, 4 bringen keine mathematisch genaue Geradföhrung hervor, der Fehler ist jedoch, wenn der Ablenkungswinkel α nicht mehr als 30° betragt, von keinem merklichen Nachtheil.

ZWEITER ABSCHNITT.

Festigkeit der Materialien.

(In diesem Abschnitt sind alle Abmessungen in Centimetern ausgedrückt.)

37.

Absolute Festigkeit.

Wir nehmen als Maass der absoluten Festigkeit eines Materials die Kraft in Kilogrammen, welche im Stande ist, einen Stab von einem Quadrat-Centimeter Querschnitt zu zerreißen.

Nennt man:

\mathfrak{A} die absolute Festigkeit eines Materials, aus welchem ein Stab von gleichem Querschnitt besteht,

a den Querschnitt des Stabes,

K die Kraft in Kilogrammen, welche das Abreißen des Stabes zu bewirken vermag,

so ist:

$$K = \mathfrak{A} a, \quad a = \frac{K}{\mathfrak{A}}, \quad \mathfrak{A} = \frac{K}{a}$$

Die Werthe von \mathfrak{A} für die in der Praxis vorzugsweise angewendeten Materialien sind in der Tabelle Nr. 57 angegeben.

38.

Berechnung der Elastizitätsmomente verschiedener Querschnittsformen. Taf. V.

Das Elastizitätsmoment eines Querschnittes (d. h. die Summe der statischen Momente aller Spannungen und Pressungen, die in einem Querschnitt eines Stabes in Folge einer Biegung desselben

$$Q = 1.5$$

$$I = \frac{1}{6} \pi h_1^3 + \frac{1}{6} \pi h_2^3$$

$$M = \frac{9}{6} \pi h_1^3 + \frac{1}{6} \pi h_2^3$$

$$P = 50 \times 75 = 3750$$

$$I = 256 \text{ cm}^4 \quad 15, \dots$$

$$I = \dots, J = \dots$$

$$I = 320$$

$$3750 \times \frac{1}{300} = \frac{1}{h} (h^3 + 18^3) = 18^3$$

$$\dots \dots \dots \frac{1}{h} (h^3 + 18^3) = 18^3$$

$$I = 20^4 \quad J = 18^4 \quad K = 3^4$$

$$870 = \frac{I^3}{20} + 3(20^3 - 18^3)$$

$$I = 3.1$$

ph

... ..

... ..

=

... ..

entstanden sind) wird gefunden, wenn man die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene Spannung der am stärksten ausgedehnten Fasern mit einem gewissen von den Querschnittsdimensionen abhängigen Ausdruck multipliziert.

Nennt man:

M das Elastizitätsmoment eines Querschnittes in dem so eben angegebenen Sinn,

B die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche in dem Querschnitt vorkommt,

E den erwähnten von den Querschnittsdimensionen des Stabes abhängigen Ausdruck,

z die Entfernung der am stärksten gespannten Fasern von der (durch den Schwerpunkt des Querschnittes gehenden) neutralen Faser (d. h. von derjenigen Faser, in welcher weder Ausdehnung noch Zusammenpressung stattfindet),

so ist:

$$M = B E$$

Die Werthe von **E** und **z** für die verschiedenen Querschnittsformen, welche in der Anwendung gebraucht werden, sind auf Tafel V. zusammen gestellt. Dabei ist angenommen, dass oben Ausdehnung, unten Zusammendrückung stattfindet.

39.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Abbrechen.

In den folgenden Formeln bedeutet:

B die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche in dem Stab vorkommt,

BE das Elastizitätsmoment, welches dem Querschnitt entspricht, in welchem die grösste Spannung stattfindet; wobei für **E** derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken zu setzen ist, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht,

p das Gewicht des Stabes in Kilogrammen.

Es ist

a) wenn der Stab an dem einen Ende fest gehalten und am andern Ende belastet ist:

$$\text{Fig. 5, Taf. IV. } B E = P l + \frac{1}{2} p l$$

b) Wenn der Stab mit beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist:

$$\text{Fig. 6, Taf. IV. } B E = P l + \frac{1}{4} p l$$

c) wenn die Last $2P$ um c und c_1 von den Unterstützungspunkten entfernt ist:

$$\text{Fig. 7, Taf. IV. } \mathfrak{B} E = \frac{c c_1}{l} \left(P + \frac{1}{4} P \right)$$

d) wenn in einer Entfernung c von jedem Unterstützungspunkte eine Last P wirkt:

$$\text{Fig. 8, Taf. IV. } \mathfrak{B} E = P c + \frac{p l}{4}$$

e) wenn eine Last $2P$ auf eine Länge $2e$ auf dem Stab gleichförmig vertheilt ist, und der Schwerpunkt der Last um c und c_1 von den beiden Unterstützungspunkten entfernt ist:

$$\text{Fig. 9, Taf. IV. } \mathfrak{B} E = P \left(\frac{c c_1}{l} - \frac{e}{2} \right) + \frac{p}{4} \frac{c c_1}{l}$$

Will man mittelst dieser Formeln die Last berechnen, bei welcher ein stabförmiger Körper abbricht, so muss in denselben für \mathfrak{B} der Brechungs-Coeffizient gesetzt werden, welcher dem Materiale entspricht, aus welchem der Stab besteht. Will man hingegen die Querschnittsdimensionen berechnen, welche ein stabförmiger Körper erhalten muss, um mit Sicherheit eine gegebene Last tragen zu können, so muss man in jenen Formeln für \mathfrak{B} , je nach Umständen, den fünften, zehnten oder sogar nur den zwanzigsten Theil von dem Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen.

Für Maschinenconstructions darf in der Regel nur der zehnte Theil dieses Coeffizienten genommen werden. Die Brechungs-Coeffizienten für die verschiedenen Materialien sind auf Tabelle Nr. 57 in der mit \mathfrak{B} überschriebenen Vertikalcolumne zusammengestellt.

40.

Festigkeit der Körper gegen das Zerdrücken.

Wenn die Dimension eines Körpers nach der Richtung des Druckes klein ist, im Vergleich zu den darauf senkrechten Abmessungen, so ist die Kraft welche das Zerdrücken des Körpers bewirkt, unabhängig von der Länge und proportional dem Querschnitt.

Die Festigkeits-Coeffizienten findet man in Nr. 58.

41.

Rückwirkende Festigkeit langer stabförmiger Körper. Fig. 10, Taf. IV.

Nennt man:

l die Länge des Stabes;

P diejenige Belastung, bei welcher der Stab eine bleibende Biegung annimmt;

the ...
...
...
...

...
...
...
...

In einem 3D-Koordinatensystem
 ...
 ...
 ...

$$z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2}$$

...
 ...

$$z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2}$$

...
 ...

...

$$z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2}$$

$$z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2}$$

...

...

$$z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2}$$

...

$$z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2}$$

...

...

...

...

k die auf die Biegelinie des Stabes senkrechte Dimension seines Querschnittes;

E den Modulus der Elasticität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tafel Nummer 57;

E denjenigen von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;

$\pi = 3.142$ die *Ludolph'sche* Zahl;

so ist für einen Stab, der sich in allen seinen Theilen frei biegen kann, und nach seiner Länge gedrückt wird:

a) für jede Querschnittsform

$$P = \frac{\epsilon}{2} \pi^2 E \frac{k}{l^2}$$

b) für einen cylindrischen Stab von dem Durchmesser d

$$P = \frac{\epsilon}{16} \pi^2 \left(\frac{d}{l}\right)^2 \left(\frac{d^2 \pi}{4}\right)$$

c) für einen hohlen cylindrischen Stab, d der äussere, d_1 der innere Durchmesser:

$$P = \frac{\epsilon}{16} \pi^2 \frac{d^2 + d_1^2}{l^2} (d^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4} = \frac{\epsilon}{64} \pi^2 \frac{d^4 - d_1^4}{l^2}$$

d) für einen Stab mit rechtwinklichem Querschnitt:

$$P = \frac{\epsilon}{12} \pi^2 \frac{b h^3}{l^2}$$

wobei h die kleinere, b die grössere Querschnitts-Dimension des Stabes bezeichnet.

Bei den Maschinen sind die auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommenen Theile so stark gemacht, dass erst bei einer Last, die 10, 20, 50 Mal grösser ist, als diejenige, welcher sie wirklich zu widerstehen haben, eine bleibende Biegung eintreten würde. Wenn man also mit den so eben aufgestellten Formeln mit der Praxis übereinstimmende Dimensionen erhalten will, so muss in denselben für P eine Last in Rechnung gebracht werden, die 10, 20, 50 Mal grösser ist, als diejenige, welcher der Körper wirklich ausgesetzt ist.

42.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Verwinden.

Nennt man:

P die Kraft in Kilogrammen, welche das Verwinden bewirkt;

B in Centimetern die Länge des Hebelarmes, an welchem P wirkt;

T ein von der Natur des Materials, aus welchem der Stab besteht, abhängiger Coefficient, durch welchen die an der Ober-

fläche des verwundenen Stabes statt findende grösste Spannung der Fasern gemessen wird; so ist:

a) für cylindrische Stäbe vom Durchmesser d :

$$P R = T \frac{\pi}{16} d^3$$

b) für einen hohlen Cylinder, d der äussere, d_i der innere Durchmesser:

$$P R = T \frac{\pi}{16} \frac{d^4 - d_i^4}{d}$$

c) für einen Stab, dessen Querschnitt ein Rechteck, dessen Seite b und h :

$$P R = \frac{T}{6} b h \sqrt{b^2 + h^2}$$

d) für einen Stab, dessen Querschnitt ein Quadrat, b die Seite:

$$P R = T \frac{b^3}{3 \sqrt{2}}$$

e) für einen Stab von irgend einem Querschnitt:

$$P R = \frac{T}{a} \sum f x^2$$

wobei $\sum f x^2$ das Trägheitsmoment des Querschnittes in Bezug auf eine Axe bedeutet, die durch den Schwerpunkt des Querschnittes geht, und auf dessen Ebene senkrecht steht, wobei ferner a den Abstand des vom Schwerpunkt des Querschnittes entferntesten Punktes des Umfanges bedeutet.

Will man mit diesen Formeln das statische Moment berechnen, welches erforderlich ist, um einen Stab abzuwinden, so muss für T der dem Materiale entsprechende Werth der Tabelle Nummer 57 in Rechnung gebracht werden. Will man dagegen mittelst obiger Formeln die Dimensionen von Axen oder Wellen so bestimmen, dass sie mit Sicherheit einem gegebenen Torsionsmoment zu widerstehen vermögen, so darf man für T nur den zehnten, zwanzigsten oder dreissigsten Theil der Coefficienten in Rechnung bringen, welche die Tabelle Nummer 57 enthält

34.

Dicke cylindrischer und kugelförmiger Gefässwände.

Es sei

D der innere Durchmesser in Centimetern eines cylindrischen oder kugelförmigen Gefässes,

[Faint handwritten notes at the bottom of the page]

[illegible]

$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{r^2} \right) = -\frac{2}{r^3} \frac{dr}{dt}$

$\mathcal{H} = \frac{1}{2} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \dot{y}^2 + \frac{1}{2} \dot{z}^2 + \frac{1}{2} \dot{\phi}^2$
 $\mathcal{L} = \frac{1}{2} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \dot{y}^2 + \frac{1}{2} \dot{z}^2 + \frac{1}{2} \dot{\phi}^2 - V$

[illegible]

... = $\frac{1}{2} \times 100 = 50$...
 ...
 ...
 ...

$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{4}$

100

1. The first step in the process of creating a new product is to identify a market need. This involves conducting market research to determine what consumers are looking for and what gaps exist in the current market.

2. $\frac{1}{2}$

1891

Handwritten text, mostly illegible due to extreme blurriness and low contrast. Some faint words like "the" and "and" are visible.

21.10.10

- δ die Wanddicke desselben in Centimetern,
 p_i die Pressung der Flüssigkeit im Innern des Gefäßes auf einen Quadrat-Centimeter,
 p_e die Pressung des äusseren Mediums gegen einen Quadrat-Centimeter der äusseren Fläche des Gefäßes,
 \mathfrak{A} die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene Spannung, welche an der innern Fläche des Gefäßes eintreten darf,
 so hat man zur Bestimmung der Wanddicke folgende Regeln:

a) für cylindrische Gefässe:

$$1) \text{ genau } \delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{\mathfrak{A} + p_e}{\mathfrak{A} + 2p_i - p_e}} - 1 \right]$$

$$2) \text{ annähernd } \delta = \frac{D}{2} \left(\frac{p_e - p_i}{\mathfrak{A} + 2p_i - p_e} \right)$$

b) für kugelförmige Gefässe:

$$1) \text{ genau } \delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt[3]{\frac{2(\mathfrak{A} + p_e)}{2\mathfrak{A} + 3p_i - p_e}} - 1 \right]$$

$$2) \text{ annähernd } \delta = \frac{D}{2} \left(\frac{p_e - p_i}{2\mathfrak{A} + 3p_i - p_e} \right)$$

Um eine Metalldicke so zu bestimmen, dass ein Gefäss mit Sicherheit einem innern Druck zu widerstehen vermag, muss man in diesen Formeln einen aliquoten Theil von dem Coefficienten der absoluten Festigkeit des Materials in Rechnung bringen.

44.

Ausdehnung und Zusammendrückung von Stäben.

Nennt man:

- l die natürliche Länge eines Stabes;
 a den Querschnitt desselben;
 P die ausdehnende oder zusammendrückende Kraft in Kilogrammen;
 e die durch P hervorgebrachte Verlängerung oder Verkürzung des Stabes;
 E den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57), d. h. die Kraft, welche nothwendig wäre, um einen Stab von 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt noch einmal so lang oder noch einmal so kurz zu machen, als er ursprünglich im natürlichen Zustand ist;

so ist, wenigstens für nicht zu starke Ausdehnungen oder Zusammenpressungen,

$$e = \frac{P}{a} \frac{l}{\epsilon}, \quad \frac{P}{a} = \epsilon \frac{e}{l}$$

• Biegung stabförmiger Körper.

45.

Biegung eines Stabes, der an dem einen Ende gehalten und am andern Ende belastet ist. Fig. 11, Taf. IV.

Es sei:

P die Belastung am freien Ende des Stabes;

l die ganze Länge des Stabes;

f die Senkung des freien Endes;

α der Winkel, den die an das Ende des Stabes gezogene Tangente mit der ursprünglichen Richtung desselben bildet;

ϵ der Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;

✗ E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;

$x = Cn$, $y = mn$ die Coördinaten irgend eines Punktes der durch die Belastung krumm gewordenen neutralen Faser;

z die Entfernung der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser.

Dies vorausgesetzt, ist, wenn das Gewicht des Stabes vernachlässigt wird:

$$y = \frac{P}{2 \epsilon E z} (l^2 x - \frac{1}{3} x^3) \quad \text{nach Fig. 11}$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{\epsilon E z}$$

$$\text{tang } \alpha = \frac{P l^2}{2 \epsilon E z} = \frac{3}{2} \frac{f}{l}$$

36.

Biegung eines auf zwei Stützen liegenden in der Mitte belasteten Stabes. Fig. 12, Taf. IV.

Es sei:

2 l die ganze Länge des Stabes;

2 P die Belastung;

Entwicklung der folgenden Formel
 nach der Binomialformel

$$\frac{(1+x)^2}{2} = \frac{1}{2}$$

Setzen wir $x = \frac{\sigma \xi}{E}$

so ist $\frac{1}{2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma \xi}{E} + \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma \xi}{E} \right)^2 + \dots \right)$

$$\frac{1}{2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma \xi}{E} + \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma \xi}{E} \right)^2 + \dots \right)$$

$$1 = \frac{\rho}{\sum_i \xi_i^2} \left(\frac{\xi_i}{E} \right)^2$$

da ρ von ξ_i unabhängig ist,

so ist $\frac{1}{\sum_i \xi_i^2} = \frac{1}{E^2}$ nach Gleichheit.

Es gilt also $\frac{1}{\sum_i \xi_i^2} = \frac{1}{E^2}$ und es folgt
 aus $\frac{1}{\sum_i \xi_i^2} = \frac{1}{E^2}$ gilt, dass die Summe
 der ξ_i^2 gleich E^2 ist.

ist

Es gilt also $\frac{1}{\sum_i \xi_i^2} = \frac{1}{E^2}$ und es folgt
 aus $\frac{1}{\sum_i \xi_i^2} = \frac{1}{E^2}$ gilt, dass die Summe
 der ξ_i^2 gleich E^2 ist.

What is the energy density?

Energy density T_{00} of the field ϕ is

defined as the energy per unit volume

of the field ϕ is the energy density

of the field ϕ is the energy density

of the field ϕ is the energy density

$$E = \int \mathcal{L} d^3x$$

$$= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \mathcal{L} d\xi = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{1}{2} b^2 d\xi$$

$$= \frac{1}{2} b^2 \xi \Big|_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$= \frac{1}{2} b^2 h = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$= \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

$$E = \frac{1}{2} b^2 h$$

E, ϵ, z , wie im vorhergehenden Fall;

$f = CD$ die Senkung der neutralen Faser in der Mitte;

$Bn = x, mn = y$ die Coordinaten eines beliebigen Punktes der gebogenen neutralen Faser;

α der Winkel, den die zu A und B gezogenen Tangenten gegen AB bilden.

Dies vorausgesetzt, ist:

$$y = \frac{P}{2 \epsilon E z} (l^2 x - \frac{1}{3} x^3)$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{Pl^3}{\epsilon E z}$$

$$\tan \alpha = \frac{Pl^2}{2 \epsilon E z} = \frac{3}{2} \frac{f}{l}$$

47.

Biegung eines Stabes, der auf zwei Stützpunkten gelegt und durch eine Kraft $2P$ belastet ist, deren Angriffspunkt von den Stützpunkten um c und c_1 entfernt ist. Fig. 13, Taf. IV.

Es sei:

$2P$ die Last;

$2l$ die Entfernung der Stützpunkte;

c, c_1 die Entfernung der Last von den Stützpunkten;

E, ϵ, z , wie in Nr. 45;

$Bn_1 = x_1, m_1 n_1 = y_1$ Coordinaten eines Punktes m_1 zwischen B und C;

$An = x, mn = y$ Coordinaten eines Punktes m zwischen A und C;

$f = DC$ die Senkung der neutralen Faser bei C;

α, α_1 die Neigungen der neutralen Faser bei A und B gegen AB.

Wenn das eigene Gewicht des Stabes nicht berücksichtigt wird, hat man:

$$y = \frac{P}{E \epsilon z} \frac{c_1}{6l} [c(2c_1 + c)x - x^3]$$

$$y_1 = \frac{P}{E \epsilon z} \frac{c}{6l} [c_1(2c + c_1)x_1 - x_1^3]$$

$$f = \frac{P}{E \epsilon z} \frac{c^2 c_1}{3l}$$

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{P}{E \varepsilon z} \frac{c c_1 (2 c_1 + c)}{6 l}$$

$$\operatorname{tang} \alpha_1 = \frac{P}{E \varepsilon z} \frac{c c_1 (2 c + c_1)}{6 l}$$

Wenn $c > c_1$ ist, wird die Tangente an die Kurve parallel mit A B für

$$x = \sqrt{\frac{1}{3} c (2 c_1 + c)}$$

und die entsprechende Senkung ist:

$$y = \frac{P}{E \varepsilon z} \frac{c_1}{l} \frac{1}{9 \sqrt{3}} \left[c (2 c_1 + c) \right]^{\frac{3}{2}}$$

48.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 14, Taf. IV.

Das Ende A frei und mit P belastet. Das Ende B befestiget. Auf der ganzen Länge eine Last P_1 gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in Nr. 45, $A n = x$, $m n = y$.

$$y = \frac{1}{E \varepsilon z} \left[\frac{1}{2} l^2 \left(P + \frac{1}{3} P_1 \right) x - \frac{1}{6} P x^3 - \frac{1}{24} P_1 \frac{x^4}{l} \right]$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{l^3 \left(P + \frac{3}{8} P_1 \right)}{E \varepsilon z}$$

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{l^2 \left(P + \frac{1}{3} P_1 \right)}{2 \varepsilon E z}$$

49.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 15, Taf. IV.

Der Stab liege bei A und B auf Stützpunkten, in der Mitte hänge eine Last $2 P$, und auf seiner ganzen Länge sei eine Last $2 P_1$ gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in Nr. 46, $A n = x$, $m n = y$.

Ergebnisse

$$ab = bc \quad cb = (a+b)$$

$$ab = (a+b)$$

Ergebnisse der Berechnung der ...

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

Ergebnisse der Berechnung der ...

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

$$y = \frac{1}{2 E_{\epsilon} z} \left[l^3 \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right) x - \frac{1}{3} (P + P_1) x^3 + \frac{1}{12} P_1 \frac{x^4}{l} \right]$$

$$f = \frac{l^3}{2 E_{\epsilon} z} \left(\frac{2}{3} P + \frac{5}{12} P_1 \right)$$

$$\tan \alpha = \frac{l^3}{2 E_{\epsilon} z} \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right)$$

50.

Berechnung des Torsionswinkels stabförmiger Körper.

Nennt man:

M das statische Moment der Kraft, durch welche ein Stab gedreht wird (die Kraft in Kilogrammen, den Hebelarm, an welchem sie wirkt, in Centimetern ausgedrückt);

l die Länge des Stabes in Centimetern;

θ den in Graden ausgedrückten Torsionswinkel;

G das statische Moment der Kraft, welches ein cylindrischer Stab von 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt und von 1 Centimeter Länge um 360° zu drehen vermag;

so ist:

a) für cylindrische Stäbe (Durchmesser = d)

$$\theta^\circ = 16 \frac{M}{G} l \frac{360^\circ}{d^4 \pi^2}$$

b) für einen quadratischen Stab (a Seite des Quadrats)

$$\theta^\circ = 6 \frac{M}{G} l \frac{180}{a^4 \pi}$$

c) für einen parallelepipedischen Stab (a, b Seiten des Querschnittes)

$$\theta^\circ = 3 \frac{M}{G} l \frac{b^3 + a^3}{b^3 a^3} \frac{180}{\pi}$$

Die Werthe von G sind gleich 0.4ϵ und befinden sich in der Tabelle Nr. 57 zusammengestellt

Körperformen von gleicher Festigkeit.

51.

Körper von gleicher absoluter Festigkeit.

Kurze Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie ausdehnenden Kraft nicht gross ist, erhalten nach ihrer ganzen Ausdehnung gleiche Festigkeit gegen das Abreissen, wenn 1) alle Querschnitte gleiche Grösse haben, 2) wenn die aufeinander folgenden Querschnitte sowohl hinsichtlich ihrer Form als auch hinsichtlich ihrer Stellung stätig in einander übergehen oder vollkommen übereinstimmen. Sehr lange Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie dehnenden Kraft bedeutend gross ist, erhalten in allen Querschnitten gleiche Festigkeit, wenn sie nach folgender Regel geformt werden.

Nennt man Fig. 16 Taf. IV.

P die an den Stab gehängte Last;

γ das Gewicht von 1 Cubik-Centimeter des Materials, aus welchem der Stab besteht;

\mathfrak{A} die Spannung per 1 Quadrat-Centimeter, welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes herrschen soll;

$e = 2.718$ die Basis der natürlichen Logarithmen;

Ω den Querschnitt des Stabes in einer Höhe x oberhalb seines unteren Endes;

so hat man zur Bestimmung der Form des Stabes die Gleichung:

$$\Omega = \frac{P}{\mathfrak{A}} e^{\frac{\gamma}{\mathfrak{A}} x}$$

52.

Körper von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen.

Bei den folgenden Körperformen von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen wird das eine Ende befestigt, das andere Ende frei und belastet angenommen. Das Gewicht des Körpers wird vernachlässigt.

Fig. 1 Tafel VI. Breite des Körpers überall gleich b . Höhe des Körpers an der Befestigungsstelle $BC = h$. Zur Bestimmung von h hat man die Gleichung.

$$P l = \frac{\mathfrak{B}}{6} b h^2$$



Die Linie C m A ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann, wenn einmal die Dimensionen bekannt sind.

Fig. 2 Tafel VI. Breite des Körpers überall gleich b . Zur Bestimmung der Höhe $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{B}{6} b h^3.$$

Die krumme Linie B A B₁ ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann.

Fig. 3 und Fig. 4 Tafel VI. sind zwei Körper, die annähernd eine gleiche Festigkeit darbieten. Die Breite ist bei jedem derselben überall gleich b . Zur Bestimmung von b und $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{B}{6} b h^3.$$

Für den Querschnitt am freien Ende ist zu nehmen:

$$A A_1 = \frac{1}{2} b$$

$$\text{Breite} = b$$

Fig. 5 Tafel VI. Alle Querschnitte sind geometrisch-ähnliche Rechtecke. Zur Bestimmung der Form des Körpers hat man:

$$P l = \frac{B}{6} b h^3, \quad y = h \sqrt[3]{\frac{x}{l}}, \quad z = b \sqrt[3]{\frac{x}{l}},$$

Die Linien B₁ A B und D A D₁ sind kubische Parabeln.

Fig. 6 Taf. VI. ist eine Annäherungsform an den vorhergehenden Körper. Zur Bestimmung von $D D_1 = b$ und $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{B}{6} b h^3$$

Die Querschnittsformen des freien Endes sind:

$$A A_1 = \frac{2}{3} h, \quad E E_1 = \frac{2}{3} b$$

Fig. 7 Tafel VI. ist ein Rotationskörper von gleicher Festigkeit. Zur Bestimmung des Durchmessers $B B_1 = d$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{\pi}{32} B d^3$$

Die Linie $B A B_1$, durch deren Umdrehung die Rotationsfläche entsteht, ist eine kubische Parabel, und es ist:

$$y^3 = d \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$$

Fig. 8 Tafel VI. ist ein abgestumpfter Kegel, welcher eine Annäherung an die vorhergehende Form bildet, wenn man nimmt:

$$A A_1 = \frac{2}{3} B B_1.$$

53.

Körper von gleicher rückwirkender Festigkeit.

Fig. 17 Tafel IV. werden auf folgende Art erhalten: Man bestimme nach Nr. 41 den mittleren Querschnitt des Körpers. Ist h irgend eine Dimension desselben, so findet man die analoge Dimension in einem beliebigen Querschnitt, welcher von dem Ende des Stabes um x entfernt ist, durch folgenden Ausdruck:

$$\frac{x}{l} = \frac{2}{\pi} \left[\text{Arc. sin } \frac{z}{h} - \frac{z}{h} \sqrt{1 - \left(\frac{z}{h}\right)^2} \right]$$

Annähernd erhält man Körperformen von gleicher rückwirkender Festigkeit, wenn man an den Enden Querschnitte annimmt, die mit dem mittleren geometrisch ähnlich, aber im Verhältniss 7 : 10 linear kleiner sind, und sodann die zusammengehörigen Punkte der drei Querschnitte durch schwach gekrümmte Linien verbindet.

54.

Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen. Taf. V.

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche relative Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{32} 6 \left(\frac{h}{b}\right)}$$

für

$$\frac{h}{b} = \frac{1}{3} \quad \frac{2}{5} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{2}{3} \quad \frac{4}{5} \quad 1 \quad \frac{5}{4} \quad \frac{3}{2} \quad 2 \quad \frac{5}{2} \quad 3$$

wird

$$\frac{h}{d} = 0.581 \quad 0.617 \quad 0.665 \quad 0.732 \quad 0.778 \quad 0.838 \quad 0.905 \quad 0.964 \quad 1.056 \quad 1.139 \quad 1.215$$

und

$$\frac{b}{d} = 1.748 \quad 1.542 \quad 1.380 \quad 1.098 \quad 0.972 \quad 0.838 \quad 0.724 \quad 0.648 \quad 0.528 \quad 0.456 \quad 0.405$$

h die mit der biegenden Kraft parallele Dimension des Querschnittes.

$$\frac{1}{x^2} = x^{-2} = -2x^{-3} = -\frac{2}{x^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{1}{2} \cdot 6.14$$

$$\frac{1}{17} = \frac{3}{1} \cdot \frac{1}{32} \quad 6. \frac{1}{16}$$

$\bar{S}_2 \cdot 2^3 = \frac{11}{2} \cdot 2^2$ has determinant 11
and signature 2.

4. 6. 1951

1. 1. 1.

1. The first group of people who are interested in the study of the history of the world are the historians. They are people who study the past and try to understand what happened and why it happened. They use a variety of sources, including books, documents, and artifacts, to reconstruct the past. They also try to understand the people who lived in the past and how they thought and felt. Historians are interested in the history of the world because it helps us to understand the world we live in today. They also try to learn from the mistakes of the past so that we can avoid them in the future.

11. 11. 1911

$$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{4}$$

Ein runder und ein elliptischer Querschnitt haben gleiche relative Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\left(\frac{h}{b}\right)}$$

für	$\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird	$\frac{h}{d} =$	0.693	0.736	0.794	0.875	0.928	1	1.080	1.150	1.260	1.360	1.450
und	$\frac{b}{d} =$	2.079	1.840	1.588	1.309	1.160	1	0.864	0.766	0.630	0.544	0.483

h die mit der biegenden Kraft parallele Axe der Ellipse.

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{\pi}{32} \left(\frac{h}{b}\right)}$$

für	$\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird	$\frac{h}{d} =$	0.588	0.619	0.664	0.737	0.790	0.816	0.876
und	$\frac{b}{d} =$	3.430	2.476	1.992	1.474	1.185	1.088	0.876

h die kleinere von den Dimensionen des Querschnittes.

Ein runder und ein elliptischer Querschnitt haben gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{h}{b}}$$

für	$\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird	$\frac{h}{d} =$	0.667	0.707	0.758	0.841	0.903	0.931	1

h die kleinere Axe des elliptischen Querschnittes.

Ein runder und ein quadratischer Querschnitt haben einerlei Torsions-Festigkeit, wenn:

$$d = b \sqrt[3]{\frac{16}{3.314 \sqrt{2}}} = 1.06 b, \quad b = 0.943 d$$

Wirkungsgrößen, welche zur Ausdehnung, Zusammenpressung, Biegung und Drehung von stabförmigen Körpern nothwendig sind.

a. Ausdehnung oder Zusammenpressung.

Es sei:

- V das Volumen des Stabes in Kubikcentimetern;
- l die Länge des Stabes in Centimetern;
- Ω der Querschnitt des Stabes in Quadratcentimetern;
- ε der Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;
- λ die Ausdehnung oder Zusammenpressung (Verlängerung oder Verkürzung) des Stabes in Centimetern;
- \mathfrak{A} die Spannung per 1 Quadrat-Centimeter, welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes eintritt, wenn derselbe um λ gedehnt worden ist;
- W die Wirkungsgrösse in Kilogr.-Centimetern, welche dieser Ausdehnung entspricht, so ist:

$$\left. \begin{aligned} W &= \frac{\Omega \varepsilon}{2} \frac{\lambda^2}{1} \\ \text{oder auch } W &= \frac{1}{2} V \frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon} \end{aligned} \right\} \text{Kilogramm-Centimeter.}$$

Setzt man in den letzten dieser Ausdrücke für \mathfrak{A} den Coefficienten für die absolute Festigkeit des Materials, aus welchem der Stab besteht, so erhält man die Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab bis zum Abreissen auszudehnen. Diese Wirkungsgrösse ist proportional: 1) dem Volumen des Stabes; 2) dem Quadrat der absoluten Festigkeit und 3) umgekehrt proportional dem Modulus der Elastizität.

Die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen Wirkungsgrößen muss nach dem Quotienten $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ beurtheilt werden. Die Werthe desselben sind in Tabelle Nr. 57 enthalten.

b. Biegung der Stäbe.

Nennt man:

- E denjenigen von den auf Taf. V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;
- z den Abstand der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser;

- l die ganze Länge des Stabes;
 \mathfrak{B} die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene stärkste Spannung, welche in dem Stab vorkommt;
 ϵ den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht;
 V das Volumen des Stabes;
 W die Wirkungsgrösse in Kilogramm-Centimetern, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu biegen, dass die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene stärkste Spannung gleich \mathfrak{B} wird, so ist:

$$W = \frac{1}{6} \frac{\mathfrak{B}^2}{\epsilon} \frac{El}{z}$$

und dieser Ausdruck gilt sowohl für den Fall, wenn der Stab an dem einen Ende befestigt ist und die biegende Kraft auf das andere freie Ende einwirkt, als auch dann, wenn der Stab auf zwei Unterstützungspunkten liegt und die biegende Kraft auf irgend einen dazwischenliegenden Punkt wirksam ist.

Für die einfacheren Querschnittsformen wird $\frac{El}{z}$ dem Volumen des Stabes proportional und man findet:

- a) Für einen Stab mit rechteckigem Querschnitt:

$$W = \frac{1}{18} \frac{\mathfrak{B}^2}{\epsilon} V$$

- b) Für einen massiven cylindrischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \frac{\mathfrak{B}^2}{\epsilon} V$$

- c) Für einen elliptischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \frac{\mathfrak{B}^2}{\epsilon} V$$

- d) Für einen dreikantigen Stab:

$$W = \frac{1}{12} \frac{\mathfrak{B}^2}{\epsilon} V$$

Die Werthe von $\frac{\mathfrak{B}^2}{\epsilon}$ welche dem Bruch durch Biegung entsprechen, sind in Tabelle 57 zusammengestellt.

c. Drehung der Stäbe.

Nennt man:

V das Volumen eines quadratischen oder runden Stabes;

G den Modulus der Elastizität für Drehung und für das Material, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;

T die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche an der Oberfläche des Stabes in Folge einer Verwindung desselben eintritt. Tabelle Nr. 57;

W die in Kilogramm-Centimetern ausgedrückte Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu verwinden, bis die Spannung T eintritt, so ist:

a) für cylindrische Stäbe:

$$W = \frac{1}{4} \frac{T^2}{G} V$$

b) für quadratische oder rechteckige Stäbe:

$$W = \frac{1}{6} \frac{T^2}{G} V$$

Die Werthe von $\frac{T^2}{G}$, welche dem Reißen der Fasern an der Oberfläche entsprechen, sind in der Tabelle Nr. 57 enthalten.

56.

Bemerkung.

Aus den in vorhergehender Nummer zusammengestellten Resultaten ersieht man, dass die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Wirkungsgrössen, also auch gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, bei allen einfacheren Körperformen dem Volumen proportional ist, dass es also nur auf dieses Letztere und nicht auf die einzelnen Dimensionen ankommt. Zwei Stäbe z. B., die aus einerlei Material bestehen und gleich grosse Volumen haben, gewähren einerlei Widerstandsfähigkeit gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, wie auch sonst die Dimensionen der Stäbe beschaffen sein mögen. Genau ist jedoch dieses Gesetz (welches für den Bau der Maschinen, die lebendigen Kräften zu widerstehen haben, von bedeutender Wichtigkeit ist) nur dann, wenn die Formänderungen der Körper nicht zu rapid erfolgen, so dass die Einwirkung der lebendigen Kraft Zeit findet, sich über den ganzen Körper zu verbreiten





57.

Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Die folgende Tabelle enthält die Coefficienten für die Festigkeit und Elastizität derjenigen Materialien, welche im Maschinenbau vorzugsweise verwendet werden.

Columnne \mathcal{A} Coefficienten für die absolute Festigkeit per 1 Quadrat-Centimeter.

Columnne \mathcal{B} Brechungs-Coeffizienten per 1 Quadrat-Centimeter.

Columnne \mathcal{T} Coefficienten für den Bruch durch Abwinden.

Columnne ϵ Modulus der Elastizität der Materialien zur Berechnung der Ausdehnung, Zusammenpressung und Biegung der Körper.

Columnne \mathcal{G} Modulus der Elastizität der Materialien zur Berechnung der Torsion von Stäben.

Columnne $\frac{\mathcal{A}^2}{\epsilon}$ Coefficienten zur Berechnung der Wirkungsgrößen, welche zum Abreissen der Körper erforderlich sind.

Columnne $\frac{\mathcal{B}^2}{\epsilon}$ Coefficienten zur Berechnung der Wirkungsgrößen, welche zum Abbrechen der Körper erforderlich sind.

Columnne $\frac{\mathcal{T}^2}{\mathcal{G}}$ Coefficienten zur Berechnung der Wirkungsgrößen, welche zum Abwinden von Stäben erforderlich sind.

Die Coefficienten sind sämmtlich die mittleren Werthe der zahlreichen Versuchesresultate über die Festigkeit der Materialien.

Zu Nr. 67.

Zusammenstellung der Coeffizienten für die Festigkeit der Materialien.

Material.	η	β	T	ϵ	σ
Eichenholz . .	720	700	280	120000	4
Eschenholz. .	1195	900	478	112000	4
Tannenholz . .	854	600	240	100000	4
Buchenholz. .	808	720	321	93000	3
Schmiedeeisen (dünn)	4350	7000	7000	2500000	1000
Schmiedeeisen, dickere Stäbe	3300	4000	4500	1500000	600
Eisendraht . .	7000	—	—	1800000	720
Gusseisen . .	1000	3000	3000	1000000	400
	1300	—	—	—	—
Gussstahl. . .	10000	16000	10000	2000000	9600
Stahl, mittlere Qualität	7500	—	7500	3000000	12000
Stahl, ordinäre Qualität . . .	3600	—	3600	2000000	8000
Kanonenmetall	2600	—	2300	700000	3000
Kupfer, gehäm- mert	2500	—	—	1310000	—
Kupfer, gegos- sen	1300	—	2000	—	—
Measing	1300	2270	2100	645000	2580
Zinn.	333	—	658	320000	—
Blei	128	—	458	540000	—
Zink.	199	—	—	—	—
Glas.	248	—	—	9000	—
Kalbleder. . .	129	—	—	391	—
Gegerbtes Schafleder . .	110	—	—	381	—
Weisses Ross- leder.	272	—	—	748	—
Dünnes Ross- leder.	218	—	—	476	—
Corduan Ross- leder.	114	—	—	252	—
Kuhleder . . .	271	—	—	683	—
Hanfseile . . .	510	—	—	—	—

58.

Elastizitätsgrenze.

Elastizitätsgrenze nennt man den Zustand der stärksten Ausdehnung oder Zusammendrückung eines Stabes, welche noch verschwindet, wenn die ausdehnenden oder zusammendrückenden Kräfte beseitigt und der Körper sich selbst überlassen wird. Innerhalb dieser Elastizitätsgrenze ist der Modulus der Elastizität nahe konstant.

Nennt man:

\mathfrak{A} die absolute Festigkeit,

\mathfrak{R} die rückwirkende Festigkeit,

\mathfrak{A}_1 die auf einen Quadratcentimeter bezogene Spannungskraft an der Elastizitätsgrenze der Ausdehnung,

\mathfrak{R}_1 die auf einen Quadratcentimeter bezogene Zusammendrückungskraft an der Elastizitätsgrenze,

a_1 die lineare Ausdehnung eines Stabes an der Elastizitätsgrenze,

r_1 die lineare Zusammendrückung eines Stabes an der Elastizitätsgrenze,

so hat man der Erfahrung zufolge annähernd nachstehende Resultate:

Material.	$\frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{A}}$	$\frac{\mathfrak{A}_1}{\mathfrak{A}}$	$\frac{\mathfrak{R}_1}{\mathfrak{A}}$	a_1	r_1
Schmiedeeisen	$\frac{4}{5}$	0.4	0.4	$\frac{1}{1250}$	$\frac{1}{1250}$
Eisenblech	$\frac{4}{5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{1222}$	$\frac{1}{1222}$
Eisendraht	$\frac{4}{5}$	0.4	0.4	$\frac{1}{843}$	$\frac{1}{843}$
Gusseisen	5.5	$\frac{4}{9}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{1}{1562}$	$\frac{1}{521}$
Tannenholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{666}$
Fichtenholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{536}$	$\frac{1}{714}$
Kiefernholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{444}$	$\frac{1}{592}$
Lerchenholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{533}$
Eichenholz	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{469}$	$\frac{1}{563}$

DRITTER ABSCHNITT.

Construction der Maschinentheile.

(Alle Dimensionen sind in Centimetern zu verstehen.)

59.

Hanf-Seile.

Diese sollen nicht mehr als bis auf den fünften Theil ihre soluten Festigkeit in Anspruch genommen werden. Unter d Voraussetzung findet man den Durchmesser d in Centimetern Seiles, das mit Sicherheit eine Last von P Kilogramm trägt, c folgende Formeln:

d = 0.113 √P

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind.

P Kilogr.	d Centimet.	P Kilogr.	d Centimet.
28	0.6	702	3.0
50	0.8	798	3.2
78	1.0	902	3.4
112	1.2	1010	3.6
153	1.4	1125	3.8
200	1.6	1248	4.0
252	1.8	1376	4.2
312	2.0	1509	4.4
377	2.2	1650	4.6
449	2.4	1797	4.8
527	2.6	1950	5.0
610	2.8	2109	5.2



$$\frac{2}{\frac{1}{4}}$$

$$d = \frac{1}{200} P$$

$$245$$

10

10
Pg 16

60.

Draht-Seile.

Drahtseile dürfen in der Regel bis auf $\frac{1}{5}$ ihrer absoluten Festigkeit also mit $\frac{7000}{5} = 1400$ Kilogramm per 1 Quadrat-Centimeter in Anspruch genommen werden.

Nennt man:

- d den Durchmesser des Drahtes,
- i die Anzahl der Drähte, welche das Seil bilden,
- δ den Durchmesser des Seiles,
- $\mathfrak{A} = 1400$ Kilogramm die Kraft, mit welcher 1 Quadrat-Centimeter des Materials gespannt werden darf,
- P die Spannung, welcher das Seil mit fünffacher Sicherheit widerstehen soll, so ist

$$\delta = \sqrt{\frac{4 P}{i \pi \mathfrak{A}}}$$

Für die gewöhnlichen Fälle ist zu setzen:

$$i = 36 \quad \mathfrak{A} = 1400$$

und dann wird:

$$\delta = \frac{1}{200} \sqrt{P} \quad d = 10 \delta = \frac{1}{20} \sqrt{P}$$

Man darf daher den Durchmesser der Draht-Seile halb so gross nehmen, als jenen der Hanfseile, wenn beide gleich stark in Anspruch genommen werden sollen.

61.

Ketten. Fig. 9 und 10, Taf. VI.

Die absolute Festigkeit ist:

für gewöhnliche ovale Kettenglieder gleich . . . 2400 Kilogr.
 „ Kettenglieder mit verstärkenden Querverbindungen 3200 „

Bei vorsichtigem Gebrauche dürfen die Ketten bis auf $\frac{1}{3}$ ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden, und dann findet man den Diameter d des Ketteneisens einer Kette, die eine Last P mit dreifacher Sicherheit tragen kann, durch folgende Formel:

$$d = 0.028 \sqrt{P}$$

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von c und P , so wie auch alle übrigen Dimensionen der Kettenringe.

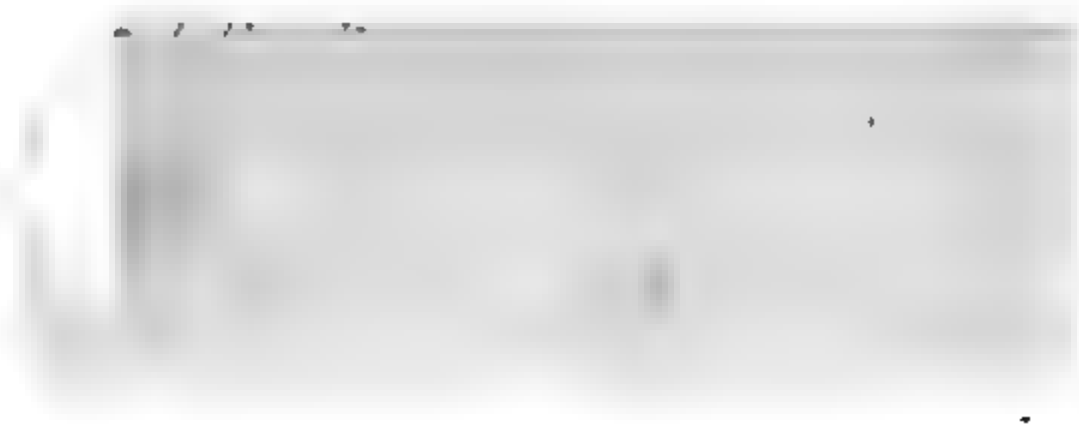
P Kilogr.	d Centim.	1.5 d Centim.	2.6 d Centim.	3.5 d Centim.	4.6 d Centim.	Gewicht per 1 Meter Länge Kilogr.
319	0.5	0.75	1.30	1.75	2.30	0.54
459	0.6	0.90	1.56	2.10	2.76	0.78
625	0.7	1.05	1.82	2.45	3.22	1.06
816	0.8	1.20	2.08	2.80	3.68	1.38
1033	0.9	1.35	2.34	3.15	4.14	1.75
1275	1.0	1.50	2.60	3.50	4.60	2.16
1543	1.1	1.65	2.86	3.85	5.06	2.61
1836	1.2	1.80	3.12	4.20	5.52	3.11
2154	1.3	1.95	3.38	4.55	5.98	3.65
2499	1.4	2.10	3.64	4.90	6.44	4.23
2869	1.5	2.25	3.90	5.25	6.90	4.86
3264	1.6	2.40	4.16	5.60	7.36	5.53
3685	1.7	2.55	4.42	5.95	7.82	6.24
4131	1.8	2.70	4.68	6.30	8.28	7.00
4603	1.9	2.85	4.94	6.65	8.74	7.79
5100	2.0	3.00	5.20	7.00	9.20	8.64
5625	2.1	3.15	5.46	7.35	9.66	9.53
6162	2.2	3.30	5.72	7.70	10.12	10.45

61.

Schrauben zur Befestigung. Taf. VI., Fig. 11 und Fig. 12.

Nennt man:

- P die Kraft in Kilogrammen, welche einen Schraubenbolzen abzu reissen strebt,
- d den Durchmesser des Schraubenbolzens,
- d_1 den inneren Gewinddurchmesser,
- D die Schlüsselweite oder den Durchmesser des Kreises, welcher dem Grundriss der Schraubenmutter eingeschrieben werden kann



h die Höhe der Mutter;

n die Anzahl der Gewinde, welche auf einer Länge gleich d vorkommen sollen,

so hat man zur Bestimmung der Dimensionen der Schraube folgende Regeln:

a) für Schrauben mit scharfen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9} \sqrt{P}$$

$$n = \sqrt[3]{48 + 168 d}$$

$$d_1 = \frac{n-2}{n} d$$

$$D_1 = 0.5 + 1.4 d$$

$$h = \frac{2}{3} D_1 = 0.33 + 0.9 d$$

b) für Schrauben mit flachen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9} \sqrt{P}$$

$$n = \frac{1}{2} \sqrt[3]{48 + 168 d}$$





$$d_1 = \frac{n-1}{n} d$$

$$D_1 = 0.5 + 1.4 d$$

$$h = D_1 = 0.5 + 1.4 d$$

Ein Quadratcentimeter des Bolzenquerschnittes ist mit 103 Kilogramm gespannt.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

P	d	n		d _r	D _r	h	
							
81	1	5	2.5	0.60	1.90	1.30	1.90
110	1.2	6.3	3.1	0.82	2.18	1.45	2.18
157	1.4	6.6	3.3	0.98	2.46	1.61	2.46
210	1.6	6.8	3.4	1.13	2.74	1.83	2.74
260	1.8	7.0	3.5	1.30	3.02	2.01	3.02
325	2.0	7.3	3.6	1.45	3.30	2.20	3.30
465	2.4	7.7	3.8	1.78	3.86	2.57	3.86
630	2.8	8.0	4.0	2.10	4.38	2.92	4.38
830	3.2	8.4	4.2	2.43	4.94	3.30	4.94
1040	3.6	8.7	4.4	2.77	5.50	3.70	5.50
1300	4.0	9.0	4.5	3.11	6.06	4.04	6.06
1560	4.4	9.2	4.6	3.43	6.62	4.41	6.62
1860	4.8	9.5	4.7	3.79	7.18	4.79	7.18
2180	5.2	9.7	4.8	4.12	7.74	5.15	7.74
2540	5.6	10.0	5.0	4.48	8.30	5.50	8.30
2916	6.0	10.2	5.1	4.82	8.86	5.91	8.86

Zur Verzeichnung der Schrauben in kleinem Maassstab darf man folgende mittlere Verhältnisse wählen :

- n Anzahl der Gewinde auf den Durchmesser 8
- d_r innerer Durchmesser des Gewindes $\frac{3}{4} d$
- h Höhe der Mutter d
- D_r Schlüsselweite $\frac{3}{2} d$
- Halbmesser der Kugelwölbung 3 d
- Halbmesser der Abrundungen am sechsseitigen Prisma . . $\frac{3}{2} d$

63.

Darstellungen verschiedener Verbindungen vermittelt Schrauben.
Taf. VII.

- Fig. 1. Fundamentschraube.
- Fig. 2. Eingelegte Ankerschraube.
- Fig. 3. Schraube zur Verbindung dreier Körper.





•

•

•

•

•

- Fig. 4. Schraube, deren Bolzen an einem Zapfen steckt.
 Fig. 5. Schraube, deren Bolzen durch einen Keil gehalten wird.
 Fig. 6. Schraube mit viereckigem Bolzen.
 Fig. 7. Schraube mit einem Bolzen, der in Metall eingeschraubt wird.
 Fig. 8. Schraube mit versenktem Bolzenkopf.
 Fig. 9. Schraube, deren Bolzen mit einer die Drehung desselben verhindernden Nase versehen ist.
 Fig. 10. Schraube, deren Bolzen in einem Stein eingelassen ist.

Taf. VIII.

- Fig. 1. Schraubenverbindung mit Ueberplattung.
 Fig. 2. Verbindung der Arme eines Schwungrades m. d. Schwungring.
 Fig. 3. Verbindung der Arme mit dem Ring eines Rades.
 Fig. 4. Verbindung durch Ueberplattung mit Einlegscheiben.
 Fig. 5, 6, 7, 8. Verbindung an gusseisernen Gefässen.

64.

Nieten zur Verbindung der Bleche.

A) Einfache Vernietung zweier Bleche. Taf. IX., Fig. 1.

Nennt man Fig. 1, Taf. IX.

- δ die Dicke des Bleches,
 d den Durchmesser des Nietbolzen,
 e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar aufeinander folgenden Nieten,
 e_1 die Entfernung des Bolzenumfanges vom Rand des Bleches,
 f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,
 so erhält die Vernietung in allen Theilen gleiche Festigkeit, wenn man nimmt:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2 + \frac{d}{\delta}$$

$$\frac{e_1}{\delta} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2$$

und dann ist noch

$$f = 1 + \frac{4}{\pi} \left(\frac{\delta}{d} \right)$$

für $\frac{d}{\delta} = 1 \quad 1.5 \quad 2 \quad 2.5 \quad 3$ wird

$$f = 2.27 \quad 1.85 \quad 1.64 \quad 1.51 \quad 1.42$$

$$\frac{e}{\delta} = 1.78 \quad 3.26 \quad 5.14 \quad 7.41 \quad 10.06$$

$$\frac{e_1}{\delta} = 0.39 \quad 0.88 \quad 1.56 \quad 2.44 \quad 3.51$$

Dicke und weitgestellte Nieten geben, wie man sieht, eine grössere Festigkeit, als dünne und enggestellte.

Für Kesselvernietungen, die nicht allein Festigkeit, sondern auch dichten Verschluss gewähren sollen, ist zu nehmen:

Durchmesser des Nietbolzens	2 δ
Entfernung der Nieten von Mittel auf Mittel	5 δ
Entfernung der Nietenmittel vom Blechrand	3 δ
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes	3 δ
Durchmesser des konischen Kopfes	4 δ
Höhe eines jeden dieser Köpfe	1.5 δ

Für Vernietungen, die nur allein Festigkeit geben sollen, ist es angemessener, zu nehmen:

Durchmesser der Nietbolzen	3 δ
Entfernung der Nieten von Mittel auf Mittel	10 δ
Entfernung der Nietmittel vom Blechrand	5 δ
Durchmesser eines Nietkopfes	4.5 δ
Höhe eines Nietkopfes	2.3 δ

B) Doppelte Vernietung zweier Bleche. Tab. IX., Fig. 2.

Nennt man:

- δ die Dicke des Bleches,
 - d den Durchmesser eines Nietbolzens,
 - e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar auf einander folgenden Bolzen,
 - f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,
- so erhält eine solche doppelte Vernietung angemessene Verhältnisse, wenn man nimmt:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{d}{\delta} + \frac{\pi}{2} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2$$

und dann ist:

für $\frac{d}{\delta} =$	1	1.5	2	2.5	3
wird $\frac{e}{\delta} =$	2.6	5.0	8.3	11.3	14.1
$f =$	1.64	1.42	1.32	1.25	1.21

f = 1 + \frac{2}{\pi} \left(\frac{\delta}{d} \right)^2





C) Ketten-Vernietung, Tab. IX., Fig. 12.

Nennt man:

- δ die Dicke des Bleches,
 d den Durchmesser des Nietbolzens,
 e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar auf einander folgenden Bolzen,
 f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,
 so bestehen für eine richtige Kettenvernietung folgende Beziehungen:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{d}{\delta} + \frac{\pi}{2} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2$$

$$f = 1 + \frac{2}{\pi} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2$$

Diese Formeln stimmen mit der für die Doppeltvernietung überein. Es ist:

für $\frac{d}{\delta} =$	1	1.5	2	2.5	3
$\frac{e}{\delta} =$	2.6	5.0	8.3	11.3	14.1
$f =$	1.64	1.42	1.32	1.25	1.21

Auf Tafel IX. sind verschiedene Vernietungen dargestellt:

- Fig. 1. Einfache Vernietung zweier Bleche,
 Fig. 2. Doppelte Vernietung zweier Bleche,
 Fig. 3. Vernietung zweier Bleche mittelst eines Blechbandes,
 Fig. 4. Erweiterung einer Fläche mittelst dreier Bleche,
 Fig. 5. Erweiterung einer Fläche mittelst vier Blechen,
 Fig. 6, 7 und 8. Bildungen von Kanten,
 Fig. 9 und 10. Bildungen von Ecken.

65.

Winkleisen.

Die Winkleisen, wie sie zur Blechconstruction gebraucht werden, haben keine geometrisch ähnlichen Querschnitte; es ist die Schenkellänge bei dünnen Winkleisen verhältnissmässig grösser, als bei dicken.

Gewöhnlich findet man folgende Verhältnisse Fig. 11, Taf. IX.
 Δ mittlere Metalldicke des Winkleisens gleich der Dicke des Bleches, gegen welches das Eisen genietet wird;

kleinste Dicke des Winkelleisens an den Enden der Schenkel gleich $\frac{6}{7} \Delta$;

grösste Dicke des Winkelleisens an der Ecke des Winkels gleich $\frac{8}{7} \Delta$;

h äussere Länge eines Winkelschenkels:

$$h = 2.4 + 4.5 \Delta \text{ in Centimetern.}$$

für $\Delta =$	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
wird h =	4.2	4.65	5.10	5.55	6.00	6.45	6.9	7.35	7.80

66.

Zapfen an Wellen und Drehungsaxen.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen, welcher auf einen Zapfen wirkt,
d den Durchmesser und die Länge des Zapfens in Centimetern,
B die grösste Spannung auf einen Quadratmeter bezogen, welche
im Zapfen vorkommt;

so hat man:

a) für Zapfen aus Gusseisen

$$d = 0.18 \sqrt{P}$$

$$l = 0.87 + 1.21 d$$

$$B = 190 + \frac{136}{d}$$

b) für Zapfen aus Schmiedeisen

$$d = 0.12 \sqrt{P}$$

$$l = 0.87 + 1.21 d$$

$$B = 428 + \frac{398}{d}$$

c) für Zapfen aus Stahl

$$d = 0.09 \sqrt{P}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgenden Tabellen enthalten.

1. In der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts
 hat die deutsche Literatur eine große
 Anzahl von Dichtern hervorgebracht, die
 sich in der Dichtung auszeichneten.
 2. In der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts
 hat die deutsche Literatur eine große Anzahl
 von Dichtern hervorgebracht, die sich in
 der Dichtung auszeichneten.
 3. In der dritten Hälfte des 19. Jahrhunderts
 hat die deutsche Literatur eine große Anzahl
 von Dichtern hervorgebracht, die sich in
 der Dichtung auszeichneten.



67.

Tabelle über gusseiserne Zapfen. *für 1 d. d. d. d. d.*

$$d = 0.18 \sqrt{P}$$

P in Kilogrammen. d in Centimetern.

P	d	l	P	d	l
279	3.00	4.80	3738	11	14.18
326	3.25	4.80	4450	12	16.60
378	3.50	5.41	5223	13	16.60
434	3.75	5.41	6056	14	19.02
494	4.00	6.31	6953	15	19.02
626	4.50	6.31	7910	16	21.44
772	5.00	6.69	8930	17	21.44
935	5.50	7.53	10012	18	23.86
1112	6.00	8.74	11155	19	23.86
1306	6.50	8.74	12360	20	25.07
1514	7.00	9.94	14956	22	27.49
1738	7.50	9.94	17798	24	29.91
1978	8.00	11.15	20888	26	32.32
2232	8.50	11.15	24226	28	34.75
2503	9.00	12.37	27810	30	37.17
2797	9.50	12.37	31642	32	39.59
3090	10.00	14.18	35720	34	42.01

68.

*Tabelle für schmiedeiserne Zapfen und insbesondere für Maschinen,
die durch Menschenhände bewegt werden.*

$$d = 0.12 \sqrt{P}$$

P in Kilogrammen. d in Centimetern.

P	d	l	P	d	l
157	1.50	2.68	3938	7.5	9.94
215	1.75	2.98	4480	8.0	11.15
280	2.00	3.29	5058	8.5	11.15
356	2.25	3.59	5670	9.0	12.37
438	2.50	3.89	6336	9.5	12.37
531	2.75	4.19	7000	10.0	14.18
630	3.00	4.80	8470	11.0	14.18
739	3.25	4.80	10080	12.0	16.60
858	3.50	5.41	11830	13.0	16.60
984	3.75	5.41	13720	14.0	19.02
1120	4.00	6.31	15750	15.0	19.02
1418	4.50	6.31	17920	16.0	21.44
1750	5.00	7.53	20230	17.0	21.44
2117	5.50	7.53	22680	18.0	23.86
2520	6.00	8.74	25270	19.0	23.86
2958	6.50	8.74	28000	20.0	25.07
3430	7.00	9.94			

69.

*Wellen und Drehungsarten, welche nur auf Torsion in Anspruch
genommen sind.*

Es sei:

- P die Kraft in Kilogrammen, welche auf die Welle drehend einwirkt;
- R in Centimetern die Länge des Hebelarmes, an welchem die Kraft P wirkt;
- d der Durchmesser der Welle in Centimetern;
- l die Länge der Welle in Centimetern;



1. 2. 3. 4.

N der Effekt in Pferdekraften (à 75 Kilogramm-Meter) ausgedrückt, welchen die Welle überträgt;

n die Anzahl der Umdrehungen der Welle in 1 Minute;

θ der Torsionswinkel der Welle in Graden;

Geht man von dem Grundsatz aus, dass alle aus dem gleichen Materiale gemachten Wellen gleich stark in Anspruch genommen werden sollen, so hat man zur Bestimmung von **d** folgende Formeln:

a) für Wellen aus Schmiedeeisen:

$$d = 0.29 \sqrt[3]{P R}$$

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\theta^\circ = \frac{1}{41} \frac{1}{d}$$

$$T = 210$$

b) für Wellen aus Gusseisen:

$$d = 0.385 \sqrt[3]{P R}$$

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\theta^\circ = \frac{1}{39} \frac{1}{d}$$

$$T = 90$$

Nach diesen Regeln erhält man mit der Wirklichkeit übereinstimmende Abmessungen, wenn die Wellen oder Drehungsaxen nicht gar zu lang sind.

Die folgenden vier Tabellen enthalten die Resultate, welche die so eben aufgestellten Formeln liefern. Wenn **R** und **P** gegeben ist, bildet man das Product **P R**, und dann findet man in der ersten oder in der zweiten Tabelle den entsprechenden Werth von **d**. Wenn **N** und **n** gegeben ist, sucht man den Quotienten $\frac{N}{n}$ und dann gibt die dritte Tabelle den entsprechenden Werth von **d**.

70.

Durchmesser der Wellen aus Schmiedeisen.

d = 0.29 √[3]{P R}

P in Kilogrammen. d und R in Centimetern.

P R	d	P R	d	P R	d	P R	d	P R	d
328	2	1611	3.4	5765	5.2	14060	7.0	27941	8.8
379	2.1	1913	3.6	6456	5.4	15301	7.2	29889	9.0
437	2.2	2249	3.8	7200	5.6	16613	7.4	31926	9.2
499	2.3	2624	4.0	8000	5.8	17974	7.6	34055	9.4
567	2.4	3037	4.2	8856	6.0	19454	7.8	36268	9.6
722	2.6	3492	4.4	9770	6.2	20992	8.0	38589	9.8
900	2.8	3400	4.6	10746	6.4	22606	8.2	41000	10.0
1107	3.0	4534	4.8	11787	6.6	24300	8.4	43509	10.2
1344	3.2	5125	5.0	12891	6.8	26076	8.6	46117	10.4

71.

Durchmesser der Wellen von Schmiedeisen.

d = 12 √[3]{N / n}

d Durchmesser der Welle in Centimetern;
N Pferdekraft, welche die Welle überträgt;
n Anzahl der Umdrehungen der Welle in 1 Minute.

N / n	d	N / n	d	N / n	d	N / n	d
0.0156	3.00	0.1587	6.5	1.0000	12	4.6240	20
0.0198	3.25	0.1982	7.0	1.2698	13	6.1545	22
0.0248	3.50	0.2438	7.5	1.5860	14	7.9902	24
0.0305	3.75	0.2959	8.0	1.9507	15	10.155	26
0.0371	4.00	0.3559	8.5	2.3630	16	12.688	28
0.0527	4.50	0.4214	9.0	2.8397	17	15.606	30
0.0723	5.00	0.4956	9.5	3.3710	18	18.940	32
0.0961	5.50	0.5780	10.0	3.9640	19	22.718	34
0.1248	6.00	0.7693	11.0				

2.
1/2

4



72.

Durchmesser der Wellen aus Gusseisen.

$$d = 0.385 \sqrt[3]{P R}$$

P in Kilogrammen. d und R in Centimetern.

PR		PR	d	PR		PR	d	PR	d
122	2.0	689	3.4	2465	5.2	6013	7.0	11852	8.8
141	2.1	818	3.6	2761	5.4	6543	7.2	12783	9.0
186	2.2	962	3.8	3079	5.6	7103	7.4	13653	9.2
213	2.3	1148	4.0	3422	5.8	7696	7.6	14563	9.4
242	2.4	1299	4.2	3787	6.0	8320	7.8	15510	9.6
308	2.6	1493	4.4	4178	6.2	8976	8.0	16503	9.8
385	2.8	1706	4.6	4597	6.4	9666	8.2	17533	10.0
473	3.0	1939	4.8	5040	6.6	10390	8.4	18399	10.2
574	3.2	2191	5.0	5513	6.8	11150	8.6	19683	10.4

73.

Durchmesser der Wellen aus Gusseisen,

Nach der Formel

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

N Effect in Pferdekraften. n Anzahl der Umdrehungen per 1'.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0.00659	3.00	0.0670	6.5	0.4218	12	1.953	20
0.00838	3.25	0.0837	7.0	0.5363	13	2.600	22
0.01047	3.50	0.1030	7.5	0.6700	14	3.375	24
0.01288	3.75	0.1250	8.0	0.8240	15	4.291	26
0.01563	4.00	0.1500	8.5	1.0000	16	5.360	28
0.02225	4.50	0.1780	9.0	1.1990	17	6.592	30
0.03052	5.00	0.2093	9.5	1.4240	18	8.000	32
0.04062	5.50	0.2442	10.0	1.6740	19	9.596	34
0.05274	6.00	0.3249	11.0				

4.

74.

Lange Transmissionswellen aus Schmiedeeisen.

Lange Transmissionswellen, und insbesondere die innern Transmissionen der Webereien und Spinnereien, sollen so construiert werden, dass der Torsionswinkel für dicke und dünne Wellen gleich gross, und der Wellenlänge proportional ausfällt. Für diese Wellen ist zu nehmen:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 0.75 \sqrt[4]{P R}$$

Der Torsionswinkel wird:

$$\theta = \frac{1}{547}$$

Die folgende Tabelle enthält die Resultate der Formel für d.

75.

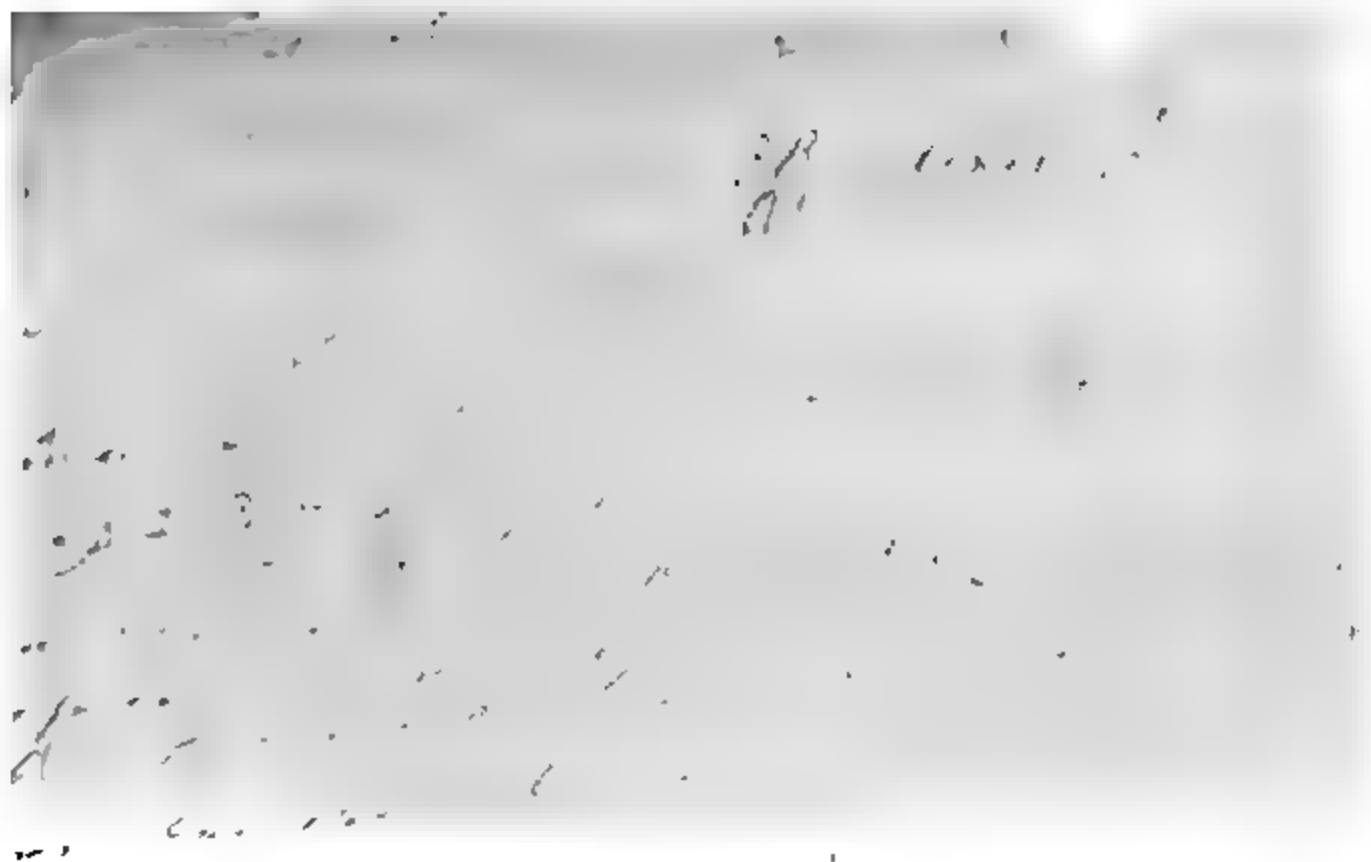
Tabelle für die Durchmesser von langen Transmissionswellen aus Schmiedeeisen.

Nach der Formel

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

N Effect in Pferdekräften. n Anzahl der Umdrehungen per 1'.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0.0039	3.00	0.0625	6.0	0.4816	10	5.0625	18
0.0054	3.25	0.0858	6.5	0.7073	11	6.2500	19
0.0072	3.50	0.1156	7.0	1.0000	12	7.7841	20
0.0095	3.75	0.1518	7.5	1.3689	13	11.2225	22
0.0123	4.00	0.1962	8.0	1.8769	14	16.0000	24
0.0199	4.50	0.2510	8.5	2.4336	15	22.1841	26
0.0303	5.00	0.3169	9.0	3.1329	16	29.4849	28
0.0436	5.50	0.3918	9.5	4.0401	17	39.0625	30



1. The first part of the paper is devoted to a discussion of the general principles of the theory of the structure of the atom.

76.

Widerstandsfähigkeit der Wellen gegen lebendige Kräfte.

Transmissionswellen, welche der Einwirkung einer lebendigen Kraft zu widerstehen haben, dürfen nicht nach statischen, sondern müssen nach dynamischen Gesetzen berechnet werden. Ist z. B. mit einer Welle ein Schwungrad verbunden und soll die Welle im Stande sein, die lebendige Kraft des Rades in sich aufzunehmen ohne zu brechen, so muss die Welle so stark sein, dass die Wirkungsgrösse $\frac{1}{4} \frac{T^2}{G} V$ (Nr. 55), welche zum Abwinden der Welle nothwendig ist, grösser ausfällt, als die in Kilogrammen und Centimetern ausgedrückte lebendige Kraft des Schwungrades.

Nennt man:

Q das Gewicht des Schwungringes in Kilogrammen,

C die Geschwindigkeit des Schwungringes in Centimetern,

$g = 981 \times 100 = 981$ Centimeter die Geschwindigkeitszunahme beim freien Fall der Körper in jeder Sekunde, so ist die Bedingung, dass die Welle nicht bricht:

$$V > 4 \frac{G}{T^2} \frac{Q}{2g} C^2$$

77.

Drehungsaxen, welche einer Biegung ausgesetzt sind.

Um die Dimensionen zu berechnen, welche irgend einem Querschnitt einer auf Biegung in Anspruch genommenen Axe gegeben werden müssen, muss man das statische Moment M der Kraft berechnen, welche die Welle an diesem Querschnitt abzubrechen strebt. Dieses Moment dem Elastizitätsmoment $\mathfrak{B} E$ Nr. 38 gleich gesetzt, so erhält man eine Gleichung, aus welcher die Dimensionen des Querschnittes berechnet werden können. Für \mathfrak{P} darf man in der Regel nur den zehnten Theil des Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen. Die folgenden speziellen Fälle werden die Anwendung dieser Regel erklären.

- a) Construction einer (Balancier-) Axe, die an beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist.

Es sei Tafel X, Fig. 1. $2P$ der Druck (des Balancier) auf die Mitte der Axe:

d der Durchmesser
l die Länge

{ eines Zapfens,

D der Durchmesser der Axe an der Hülse des Balancier,
L die Entfernung der Hülse von der Mitte des Zapfens, so ist:

$$d = 0.12 \sqrt{P}$$

$$l = 0.87 + 1.21 d$$

$$D = d \sqrt[3]{\frac{L}{\frac{1}{2} l}}$$

b) Construction einer Axe, die mit ihren Enden aufliegt und in irgend einem Punkt belastet ist. Taf. X., Fig. 2.

Nach den in der Figur angegebenen Bezeichnungen ist:

$$\text{Druck auf den Zapfen } d \quad . \quad . \quad . \quad 2P \frac{\lambda_1}{\lambda + \lambda_1}$$

$$\text{Druck auf den Zapfen } d_1 \quad . \quad . \quad . \quad 2P \frac{\lambda}{\lambda + \lambda_1}$$

$$\text{Durchmesser des Zapfens } d \quad . \quad . \quad d = 0.12 \sqrt[3]{2P \frac{\lambda_1}{\lambda + \lambda_1}}$$

$$\text{Durchmesser des Zapfens } d_1 \quad . \quad . \quad d_1 = 0.12 \sqrt[3]{2P \frac{\lambda}{\lambda + \lambda_1}}$$

$$\text{Länge dieser Zapfen} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \begin{cases} l = 0.87 + 1.21 d \\ l_1 = 0.87 + 1.21 d_1 \end{cases}$$

Durchmesser der Axe an der Hülse des Körpers, welcher mit der Axe verbunden ist:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{L}{\frac{1}{2} l}}$$

$$D_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{L_1}{\frac{1}{2} l_1}}$$

78.

Wellen, welche sowohl auf Biegung als auf Drehung in Anspruch genommen sind.

Um Wellen dieser Art zu construiren, bestimmt man zuerst den Durchmesser, welchen die Welle erhalten müsste, um der drehenden Kraft hinreichenden Widerstand zu leisten, und bringt sodann an diese Welle eine Verstärkung an, die für sich allein im Stande ist, dem Biegemoment, welchem die Welle ausgesetzt ist, zu widerstehen. — Es sei:

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

der Durchmesser, welchen die Welle erhalten muss, um bei n Umdrehungen per 1 Minute einen Effekt von N Pferdekraften zu übertragen.

M das Biegemoment in Kilogramm-Centimetern, welchem ein gewisser Querschnitt der Welle ausgesetzt ist.

Wenn die Verstärkung der Welle ringförmig sein soll, so hat man zur Bestimmung des äusseren Durchmessers die Formel:

$$D = \sqrt[3]{d^3 + \frac{32 M}{\pi}}$$

Wenn hingegen die Verstärkung durch vier Nerven geschehen soll, so hat man zur Bestimmung von h oder b :

$$h = \sqrt[3]{d^3 + \frac{6 M}{\pi} \frac{h}{b}}$$

$$\text{oder } b = \frac{6 M h}{\pi (h^3 - d^3)}$$

Die erste dieser Formeln ist zu gebrauchen, wenn es zweckmässig ist, das Verhältniss $\frac{h}{b}$ anzunehmen und h zu suchen; die Letztere dagegen, wenn die Höhe h angenommen und b gesucht wird.

79.

Darstellung verschiedener Wellen. Taf. X.

Fig. 1 und Fig. 2. Drehungsaxen für Balanciers etc.

Fig. 3. Gusseiserne Transmissionswelle mit rundem Kern und mit Verstärkungsanerven.

Fig. 4 und 5. Gusseiserne Wasserradwellen.

Fig. 6, 7, 8, 9 und 10. Dünnere schmiedeiserne Wellen.

Wellen-Kupplungen. Taf. XI.

Fig. 1. Kupplung für stärkere gusseiserne Wellen mit Ueberplattung der Wellen.

Fig. 2. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen mit Ueberplattung derselben.

Fig. 3. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen vermittelt eines Längenskeiles und eines durch die Wellen- Enden gesteckten Querstückes.

Fig. 4. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen durch Zusammenschraubung.

Fig. 5. Wellenauslösung vermittelt einer verschiebbaren Zahn- hülse.

Zur Bestimmung der Dimensionen der Kupplung Fig. 1 hat man folgende Regeln.

Es sei N der Effekt in Pferdekraften, welche das getriebene Wellenstück überträgt. n die Anzahl der Umdrehungen per 1'. d der Durchmesser des getriebenen Wellenstückes.

d_1, l, δ, k, h , wie Fig. 1 Tafel XI. zeigt. Zur Bestimmung der Dimensionen hat man folgende theils rationelle, theils empirische Regeln:

$$\text{Durchmesser der getriebenen Wellen} \left\{ \begin{array}{l} d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ Schmied-} \\ \text{eisen.} \\ d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ Guss-} \\ \text{eisen.} \end{array} \right.$$

$$\text{Durchmesser des Kupplungskopfes} \quad d_1 = 1.25 d$$

$$\text{Länge der Kupplungshülse} \quad l = 2.7 + 1.9 d$$

$$\text{Metalldicke der Kupplungshülse} \quad \delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3} d$$

$$\text{Breite des Keiles} \quad k = 0.9 \delta$$

$$\text{Dicke des Keiles} \quad h = \frac{1}{2} k$$

Die folgende Tabelle enthält die Dimensionen von 19 Kupp- lungen für 32 verschiedene Wellendurchmesser. Bei den kleinen Wellen ist für je zwei derselben eine Kupplung angenommen.



81.

Tabelle über die Dimensionen von Wellenkupplungen. Fig. 1, Taf. XI.

Nummer der Kupplung.	d	d ₁	l	δ	Nummer der Kupplung.	d	d ₁	l	δ
I.	3.00	4.06	8.88	1.58	IX.	10	13.75	23.6	4.16
II.	3.25	4.31	9.13	1.63	X.	11	14.25	24.6	4.31
III.	3.50	4.56	9.38	1.68	XI.	12	14.75	25.6	4.46
IV.	3.75	4.81	9.63	1.73	XII.	13	15.25	26.6	4.61
V.	4.00	5.06	9.88	1.78	XIII.	14	15.75	27.6	4.76
VI.	4.25	5.31	10.13	1.83	XIV.	15	16.25	28.6	4.91
VII.	4.50	5.56	10.38	1.88	XV.	16	16.75	29.6	5.06
VIII.	4.75	5.81	10.63	1.93	XVI.	17	17.25	30.6	5.21
	5.00	6.06	10.88	1.98	XVII.	18	17.75	31.6	5.36
	5.25	6.31	11.13	2.03	XVIII.	19	18.25	32.6	5.51
	5.50	6.56	11.38	2.08	XIX.	20	18.75	33.6	5.66
	5.75	6.81	11.63	2.13					
	6.00	7.06	11.88	2.18					
	6.25	7.31	12.13	2.23					
	6.50	7.56	12.38	2.28					
	6.75	7.81	12.63	2.33					
	7.00	8.06	12.88	2.38					
	7.25	8.31	13.13	2.43					
	7.50	8.56	13.38	2.48					
	7.75	8.81	13.63	2.53					
	8.00	9.06	13.88	2.58					
	8.25	9.31	14.13	2.63					
	8.50	9.56	14.38	2.68					
	8.75	9.81	14.63	2.73					
	9.00	10.06	14.88	2.78					
	9.25	10.31	15.13	2.83					
	9.50	10.56	15.38	2.88					
	9.75	10.81	15.63	2.93					
	10.00	11.06	15.88	2.98					
	10.25	11.31	16.13	3.03					
	10.50	11.56	16.38	3.08					
	10.75	11.81	16.63	3.13					
	11.00	12.06	16.88	3.18					
	11.25	12.31	17.13	3.23					
	11.50	12.56	17.38	3.28					
	11.75	12.81	17.63	3.33					
	12.00	13.06	17.88	3.38					
	12.25	13.31	18.13	3.43					
	12.50	13.56	18.38	3.48					
	12.75	13.81	18.63	3.53					
	13.00	14.06	18.88	3.58					
	13.25	14.31	19.13	3.63					
	13.50	14.56	19.38	3.68					
	13.75	14.81	19.63	3.73					
	14.00	15.06	19.88	3.78					
	14.25	15.31	20.13	3.83					
	14.50	15.56	20.38	3.88					
	14.75	15.81	20.63	3.93					
	15.00	16.06	20.88	3.98					
	15.25	16.31	21.13	4.03					
	15.50	16.56	21.38	4.08					
	15.75	16.81	21.63	4.13					
	16.00	17.06	21.88	4.18					
	16.25	17.31	22.13	4.23					
	16.50	17.56	22.38	4.28					
	16.75	17.81	22.63	4.33					
	17.00	18.06	22.88	4.38					
	17.25	18.31	23.13	4.43					
	17.50	18.56	23.38	4.48					
	17.75	18.81	23.63	4.53					
	18.00	19.06	23.88	4.58					
	18.25	19.31	24.13	4.63					
	18.50	19.56	24.38	4.68					
	18.75	19.81	24.63	4.73					
	19.00	20.06	24.88	4.78					
	19.25	20.31	25.13	4.83					
	19.50	20.56	25.38	4.88					
	19.75	20.81	25.63	4.93					
	20.00	21.06	25.88	4.98					
	20.25	21.31	26.13	5.03					
	20.50	21.56	26.38	5.08					
	20.75	21.81	26.63	5.13					
	21.00	22.06	26.88	5.18					
	21.25	22.31	27.13	5.23					
	21.50	22.56	27.38	5.28					
	21.75	22.81	27.63	5.33					
	22.00	23.06	27.88	5.38					
	22.25	23.31	28.13	5.43					
	22.50	23.56	28.38	5.48					
	22.75	23.81	28.63	5.53					
	23.00	24.06	28.88	5.58					
	23.25	24.31	29.13	5.63					
	23.50	24.56	29.38	5.68					
	23.75	24.81	29.63	5.73					
	24.00	25.06	29.88	5.78					
	24.25	25.31	30.13	5.83					
	24.50	25.56	30.38	5.88					
	24.75	25.81	30.63	5.93					
	25.00	26.06	30.88	5.98					
	25.25	26.31	31.13	6.03					
	25.50	26.56	31.38	6.08					
	25.75	26.81	31.63	6.13					
	26.00	27.06	31.88	6.18					
	26.25	27.31	32.13	6.23					
	26.50	27.56	32.38	6.28					
	26.75	27.81	32.63	6.33					
	27.00	28.06	32.88	6.38					
	27.25	28.31	33.13	6.43					
	27.50	28.56	33.38	6.48					
	27.75	28.81	33.63	6.53					
	28.00	29.06	33.88	6.58					
	28.25	29.31	34.13	6.63					
	28.50	29.56	34.38	6.68					
	28.75	29.81	34.63	6.73					
	29.00	30.06	34.88	6.78					
	29.25	30.31	35.13	6.83					
	29.50	30.56	35.38	6.88					
	29.75	30.81	35.63	6.93					
	30.00	31.06	35.88	6.98					
	30.25	31.31	36.13	7.03					
	30.50	31.56	36.38	7.08					
	30.75	31.81	36.63	7.13					
	31.00	32.06	36.88	7.18					
	31.25	32.31	37.13	7.23					
	31.50	32.56	37.38	7.28					
	31.75	32.81	37.63	7.33					
	32.00	33.06	37.88	7.38					
	32.25	33.31	38.13	7.43					
	32.50	33.56	38.38	7.48					
	32.75	33.81	38.63	7.53					
	33.00	34.06	38.88	7.58					
	33.25	34.31	39.13	7.63					
	33.50	34.56	39.38	7.68					
	33.75	34.81	39.63	7.73					
	34.00	35.06	39.88	7.78					
	34.25	35.31	40.13	7.83					
	34.50	35.56	40.38	7.88					
	34.75	35.81	40.63	7.93					
	35.00	36.06	40.88	7.98					
	35.25	36.31	41.13	8.03					
	35.50	36.56	41.38	8.08					
	35.75	36.81	41.63	8.13					
	36.00	37.06	41.88	8.18					
	36.25	37.31	42.13	8.23					
	36.50	37.56	42.38	8.28					
	36.75	37.81	42.63	8.33					
	37.00	38.06	42.88	8.38					
	37.25	38.31	43.13	8.43					
	37.50	38.56	43.38	8.48					
	37.75	38.81	43.63	8.53					
	38.00	39.06	43.88	8.58					
	38.25	39.31	44.13	8.63					
	38.50	39.56	44.38	8.68					
	38.75	39.81	44.63	8.73					
	39.00	40.06	44.88	8.78					
	39.25	40.31	45.13	8.83					
	39.50	40.56	45.38	8.88					
	39.75	40.81	45.63	8.93					
	40.00	41.06	45.88	8.98					
	40.25	41.31	46.13	9.03					
	40.50	41.56	46.38	9.08					
	40.75	41.81	46.63	9.13					
	41.00	42.06	46.88	9.18					
	41.25	42.31	47.13	9.23					
	41.50	42.56	47.38	9.28					
	41.75	42.81	47.63	9.33					
	42.00	43.06	47.88	9.38					
	42.25	43.31	48.13	9.43					
	42.50	43.56	48.38	9.48					
	42.75	43.81	48.63	9.53					
	43.00	44.06	48.88	9.58					
	43.25	44.31	49.13	9.63					
	43.50	44.56	49.38	9.68					
	43.75	44.81	49.63	9.73					
	44.00	45.06	49.88	9.78					
	44.25	45.31	50.13	9.83					
	44.50	45.56	50.38	9.88					
	44.75	45.81	50.63	9.93					
	45.00	46.06	50.88	9.98					
	45.25	46.31	51.13	10.03					
	45.50	46.56	51.38	10.08					
	45.75	46.81	51.63	10.13					
	46.00								

Die mittleren Verhältnisse sind:

$$l = 1.3 d \quad e = 0.1 d \quad d_1 = 1.25 d$$

Werden die Schalen nach diesen Formeln oder nach den Werten der folgenden Tabelle ausgeführt, so erhält man für die Lager selbst ganz richtige Dimensionen, wenn man dieselben nach guten Vorbildern geometrisch ähnlich ausführt. In den Zeichnungen Taf. XII. sind deshalb die Hauptdimensionen der Lager, auf den äusseren Durchmesser der Schalen bezogen, angegeben. Für die Dimensionen der kleineren Details sind die Verhältnisszahlen weggelassen.



83.

Tabelle über die Dimensionen der Schalen für Zapfen- und Hängelager.
Taf. XII.

Nummer des Lagers.	d Innerer Durch- messer der Schale.	e Metall- dicke.	d ₁ Äusserer Durch- messer der Schale.	l Länge der Schale.
	Centimet.	Centimet.	Centimet.	Centimet.
I.	3.00	0.520	4.49	4.8
	3.25			
II.	3.5	0.558	5.08	5.4
	3.75			
III.	4.0	0.613	5.96	6.31
	4.5			
IV.	5.0	0.687	7.13	7.53
	5.5			
V.	6.0	0.761	8.29	8.74
	6.5			
VI.	7.0	0.853	9.47	9.94
	7.5			
VII.	8.0	0.909	10.63	11.15
	8.5			
VIII.	9.0	0.983	11.80	12.37
	9.5			
IX.	10	1.094	13.56	14.18
	11			
X.	12	1.242	15.90	16.60
	13			
XI.	14	1.390	18.24	19.02
	15			
XII.	16	1.540	20.58	21.44
	17			
XIII.	18	1.686	22.92	23.86
	19			
XIV.	20	1.760	24.09	25.07
XV.	22	1.908	26.43	27.49
XVI.	24	2.056	28.08	29.91
XVII.	26	2.204	30.42	32.32
XVIII.	28	2.350	33.45	34.75
XIX.	30	2.500	35.79	37.17

84.

Darstellung verschiedener Lager.

Tafel XIII. Dreifaches Hänglager zur Uebersetzung von einer fortlaufenden Welle auf zwei an dieser Welle beginnenden Wellen.

Tafel XIV. Fig. 1, 2, 3 und 4. Zapfenlager mit aussen kugelförmig abgedrehten Schalen. Diese Lager gewähren den Vortheil, dass die Wellenhäse stets gleichförmig aufliegen.

Tafel XIV. Fig. 5 zeigt einen Pfannenstuhl für eine aufrechte Welle, wobei dieselbe ihre Richtung ändern kann, ohne dass dadurch die gleichförmigen Berührungen der Grund- und Umfangsflächen des Zapfens mit den Pfannentheilen aufhören.

Näheres über diese Kugelschalenlager findet man in meinen Prinzipien des Maschinenbaues Seite 178.

Rollen.

Taf. XV, Fig. 1 und 2.

85.

Berechnung der Spannungen des Riemens.

Bei einem Riementrieb kommen dreierlei Spannungen vor. 1) Die Spannung t , welche in der ganzen Ausdehnung eines Riemens ursprünglich vorhanden sein muss, damit derselbe, ohne auf den Rollen zu gleiten, eine Kraft P von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen zu übertragen vermag. 2) Die Spannungen T und T_1 , welche in dem führenden und geführten Riemenstück vorhanden sind, während die Kraft P übertragen wird. Zur Berechnung dieser Spannungen hat man folgende Formeln:

$$t = \frac{1}{2} P \frac{e^{f \frac{S}{R}} + 1}{e^{f \frac{S}{R}} - 1}$$

$$T = P \frac{e^{f \frac{S}{R}}}{e^{f \frac{S}{R}} - 1}$$

$$T_1 = P \frac{1}{e^{f \frac{S}{R}} - 1}$$



6,5

1 / 1 / 1

in welchen die Grössen e , f , S , R folgende Bedeutung haben:

f der Reibungscoefficient für den Riemen auf den Rollen;

S die Bogenlänge, welche der Riemen auf der kleineren der beiden Rollen umfaßt;

R der Halbmesser der kleineren Rolle;

$e = 2.718$ die Basis der natürlichen Logarithmen.

Die Werthe von f sind:

$f = 0.47$ für gewöhnlich fette Riemen auf hölzernen Rollen;

$f = 0.50$ für neue Riemen auf hölzernen Rollen;

$f = 0.28$ für gewöhnlich fette Riemen auf gusseisernen, abgedrehten Rollen;

$f = 0.38$ für feuchte Riemen auf gusseisernen, abgedrehten Rollen;

$f = 0.50$ für Hanfseile auf hölzernen Rollen;

Zur bequemeren Berechnung von t T T_r dient noch folgende Tabelle, welche für verschiedene Werthe von $\frac{S}{2R\pi}$ und f die entsprechenden Werthe von $e^{f\frac{S}{R}}$ enthält.

86.

Tabelle zur Berechnung der bei einem Riementrieb vorkommenden Spannungen.

$\frac{S}{2R\pi}$	$e^{f\frac{S}{R}}$ Werth von e					
	Neue Riemen auf hölzernen Rollen.	Gewöhnliche Riemen		Feuchte Riemen auf Eisen.	Schnüre auf Rollen von Holz	
		auf Holz.	auf Eisen.		rauh.	polirt.
0.2	1.87	1.80	1.42	1.61	1.87	1.51
0.3	2.57	2.43	1.69	2.05	2.57	1.86
0.4	3.51	3.26	2.02	2.60	3.51	2.29
0.5	4.81	4.38	2.41	3.30	4.81	2.82
0.6	6.59	5.88	2.87	4.19	6.58	3.47
0.7	9.00	7.90	3.43	5.32	9.01	4.27
0.8	12.34	10.62	4.09	6.75	12.34	5.25
0.9	16.90	14.27	4.87	8.57	16.90	6.46
1.0	23.14	19.16	5.81	10.89	23.90	7.95

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll.
Taf. XV, Fig. 1 und 2.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese werden nach den in Nr. 68 bis 74 aufgestellten Regeln bestimmt.

b) Halbmesser der Rollen.

Der Halbmesser der grösseren von den beiden Rollen (welche mit der langsamer gehenden Welle verbunden ist) darf in den meisten Fällen 6 bis 7 Mal so gross gemacht werden, als der Durchmesser der Welle, mit welcher sie verbunden wird. Nur bei sehr starken Uebersetzungen ist dieser Halbmesser 8 bis 12 Mal so gross zu machen, als die entsprechenden Wellendurchmesser.

Der Halbmesser der kleineren der beiden Rollen ergibt sich, wenn man den Halbmesser der grösseren Rolle durch die Uebersetzungszahl dividirt.

c) Breite des Riemens und der Rollen.

Nennt man:

d den Durchmesser der langsamer gehenden Welle;

R den Halbmesser der Rolle, die mit der Welle d verbunden ist;

β die Breite
 δ die Dicke } des Riemens;

b die Breite der Rolle;

\mathfrak{N} die Spannung, welche in einem Quadrat-Centimeter des führenden Riemenstückes eintreten darf,

so hat man zur Bestimmung von β b und δ folgende Regeln.

$$\frac{\beta}{d} = 10.5 \frac{d}{R}$$

$$\delta = 3.1 \frac{d}{\mathfrak{N}}$$

$$\frac{b}{\beta} = \frac{5}{4}$$

Die angemessenen Werthe \mathfrak{N} sind:



,

.

.

.

.

Kalbleder	$\mathfrak{N} = 25$
Schaffleder	22
Weisses Rossleder	54
Dünnes Rossleder	44
Kuhleder	54

Mit obigen Formeln findet man:

für $\frac{R}{d} =$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{\beta}{d} =$	2.6	2.1	1.75	1.5	1.31	1.16	1.05	0.95	0.87

Ist z. B. der Durchmesser d einer Welle gleich 8 Centimeter und der Halbmesser R der damit verbundenen Rolle gleich $7 \times 8 = 56$ Centimeter, so ist wegen $\frac{R}{d} = 7$, $\frac{\beta}{d} = 1.5$, demnach $\beta = 1.5 \times 8 = 12$ Centimeter.

d) Die Hülse, vermittelt welcher die Rolle auf die Welle gekeilt wird.

Durchmesser des Wellenkopfes, auf welchen die Rolle gekeilt wird	$= 1.35 d$
Metalldicke der Hülse	$\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3} d$
Länge der Hülse: gleich der Rollenbreite.	
Breite des Keiles	$k = 0.9 \delta$
Dicke des Keiles	$k_1 = \frac{1}{2} k$

e) Anzahl und Querschnitt der Arme.

Die Anzahl \mathfrak{N} der Rollenarme ist gleich zu machen dem Verhältniss $\frac{R}{d}$ aus dem Halbmesser der Rolle und dem Durchmesser der Welle. Zur Bestimmung der Breite und Dicke der Radarme, beide Dimensionen an der Axe gemessen, hat man folgende einfache Formel:

Breite eines Armes (Fig. 2 Tafel XV.)	$h = \frac{1.7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} d$
Dicke eines Armes	$= \frac{1}{2} h$

Querschnittsform: elliptisch.

Die Formel für h liefert folgende Resultate:

für $N =$	3	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d} =$	1.18	1.08	0.94	0.86	0.79	0.75

Für eine Welle von 6 Centimeter Durchmesser, mit welcher eine Rolle von $6 \times 8 = 48$ Centimeter Halbmesser verbunden ist, hat man 8 Arme zu nehmen, und jeder derselben wird, an der Axe gemessen, $6 \times 0.86 = 5.16$ Centimeter breit und $\frac{1}{2} 5.16 = 2.58$ Centimeter dick.

88.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll, so darf man sich ebenfalls der in vorhergehender Nummer aufgestellten Regeln bedienen, nur muss man nicht den wirklichen Durchmesser der treibenden Welle in Rechnung bringen, sondern denjenigen, welchen sie für die Kraft erhalten müsste, die wirklich auf die zweite Welle übertragen wird. Ueberdiess muss noch die Aushöhlung der Hülse für den wirklichen Wellendurchmesser gemacht werden. Ein Beispiel wird die Anwendung dieser Regel erklären. Es sei für einen anzuordnenden Riementrieb:

Nutzeffekt in Pferdekraften, welchen die treibende Welle fortpflanzt	=	10
Anzahl der Umdrehungen dieser Welle per 1 Minute . . .	=	80
Nutzeffekt in Pferdekraften, welcher auf die getriebene Welle übertragen werden soll	=	4.2
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute der getriebenen Welle	=	160

Nun ist nach Tab. 70:

Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle (wegen $N = 10, n = 80$)	=	8 Centim.
Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle (wegen $N = 4.2, n = 160$) nahe	=	5 Centim.
Durchmesser, welchen die treibende Welle erhalten müsste, um bei 80 Umdrehungen per 1 Minute eine Kraft von 4.2 Pferden zu übertragen . . .	=	6 Centim.



Dieser letztere Durchmesser muss nun in Rechnung gebracht werden, und man findet nun:

Nach Nr. 86 b. Halbmesser der treibenden Rolle

$$= 6 \times 6 = 36 \text{ Centim.}$$

Halbmesser der getriebenen Rolle $36 \frac{80}{160} \dots = 18 \text{ Centim.}$

Nach Nr. 87 c. Breite des Riemens $1.75 \times 6 \dots = 10.5 \text{ Centim.}$

Breite der Rollen $\dots \dots \dots 106 \times \frac{5}{4} \dots = 13.1 \text{ Centim.}$

Grosse Rolle.

Kleine Rolle.

Nach Nr. 87 d. Durchmesser des

Wellkopfes $\dots \dots \dots 1.35 \times 8 = 10.80, \quad 1.35 \times 5 = 6.75$

Metalldicke der Hülse $\frac{1}{2} + \frac{1}{3} \times 6 = 2.5, \quad \frac{1}{2} + \frac{1}{3} 5 = 2.16$

Länge der Hülse $\dots \dots \dots = 13.1 \quad = 13.1$

Breite des Keiles $\dots \dots \dots 0.9 \times 3.16 = 2.85, \quad 0.9 \times 2.16 = 1.95$

Dicke des Keiles $\dots \dots \dots = 1.42 \quad = 0.98$

Nach Nr. 87 e. Anzahl der Arme $\frac{36}{6} = 6, \quad \frac{18}{5} = 4 \text{ (nahe)}$

Breite der Arme an den Axen $0.94 \times 6 = 5.64, \quad 1.08 \times 5 = 5.4$

Spannrollen.

89.

Bestimmung des Druckes, mit welchem eine Spannrolle gegen den Riemen wirken muss, damit derselbe, ohne zu gleiten, eine gewisse Kraft zu übertragen vermag.

Nennt man:

L die ganze Länge des Riemens, welcher die Rollen umfasst;

Ω den Querschnitt des Riemens;

e den Modulus der Elastizität des Leders. Tab. Nr. 57;

T die Spannung im Riemen, wenn die Spannrolle weggenommen wird;

q die Kraft in Kilogrammen, mit welcher die Spannrolle gegen den Riemen gedrückt werden muss, damit in demselben die kleinste Spannung eintritt, bei welcher eine Kraft P übertragen werden kann;

P die Kraft in Kilogrammen, welche von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen Rolle übertragen werden soll;

a und b die Entfernungen des Mittelpunktes der Spannrolle von den Punkten, in welchen der Riemen die Rollen berührt;

so hat man annäherungsweise, wenn der Riemen durch die Spannrolle nicht zu stark eingebogen wird; und wenn die Spannrolle auf dem führenden Riemen liegt:

$$q = 2 P \sqrt{\frac{2(a+b)}{ab} \frac{L(1.5P - T)}{\Omega \epsilon}}$$

Für den Fall, dass die Spannung T gleich 0 und dass $a = b$ ist, hat man:

$$q = 5 P \sqrt{\frac{LP}{\Omega \epsilon a}}$$

Man darf hier setzen:

$$\frac{P}{\Omega} = 25, \quad \epsilon = 400$$

und dann wird:

$$q = 1.25 P \sqrt{\frac{L}{a}}$$

Bahnräder.

Taf. XVII.

90.

Bestimmung aller Dimensionen der Zahnräder, wenn die totale Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, durch zwei Zahnräder auf eine zweite Welle übertragen werden soll.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese sind nach den in Nr. 69 bis 75 enthaltenen Regeln oder Tabellen zu bestimmen.

b) Relative Grösse eines Rades.

Damit die Räder passende Verhältnisse erhalten, müssen die Halbmesser derselben zum Durchmesser der Wellen in einem gewissen Verhältnisse stehen. Wir nennen das Verhältniss zwischen dem Halbmesser eines Rades und dem Durchmesser der entsprechenden Welle: die relative Grösse des Rades, und sagen von einem Rade, dessen relative Grösse z. B. 5 ist, es sei ein 5faches Rad in Bezug auf eine gewisse Welle. — Wenn die Uebersetzungszahl nicht grösser als 5 ist, darf für das langsamer gehende zweier auf einander wirkender Zahnräder immer ein fünf- oder sechsfaches



1. 1. 1.

Rad genommen werden; ein fünffaches für aufrechte, ein sechsfaches für liegende Wellbäume. Der Halbmesser des grösseren Rades ist also für aufrechte Wellbäume fünf Mal, für liegende Wellbäume sechs Mal so gross zu machen, als der Durchmesser des Wellbaums. — Der Halbmesser des kleineren Rades wird gefunden, wenn man jenen des grösseren Rades durch die Uebersetzungszahl dividirt. — Wenn die Uebersetzungszahl grösser als fünf ist, ist es am zweckmässigsten, von dem Halbmesser des kleineren Rades 1.5 bis 3 Mal so gross zu nehmen, als den Durchmesser der schneller gehenden Welle, und dann findet man den Halbmesser des grösseren Rades, wenn man jenen des kleineren Rades mit der Uebersetzungszahl multipliziert.

c) Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte oder durch andere Motoren bewegt werden.

Es sei:

R der Halbmesser eines Rades;

d der Durchmesser der Welle;

α die Dicke, auf dem Theilkreis gemessen, eines eisernen Zahnes;

β die Breite des Zahnes, d. h. die, bei Stirnrädern parallel mit der Axe und bei Kegelrädern nach der Spitze des Grundkegels hin gemessene Dimension eines Zahnes;

γ die Länge eines Zahnes, d. h. die, bei Stirnrädern nach radialer Richtung, bei Kegelrädern nach der Spitze des Ergänzungskegels hin gemessene Dimension eines Zahnes;

t die Zahntheilung (der Abstich);

3 die Anzahl der Zähne des Rades.

Dies vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung von $\alpha \beta \gamma 3$, wenn R und d gegeben sind:

$$\frac{\beta}{d} = 1.33 \sqrt{\frac{\beta}{\alpha} \frac{d}{R}}$$

$$\frac{\gamma}{\alpha} = \frac{3}{2}$$

$$\frac{t}{\alpha} = \begin{cases} 2.1 & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2.67 & \text{für Holz auf Eisen} \end{cases}$$

$$3 = \begin{cases} 2.25 \left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 3 & \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left(\frac{R}{\beta}\right) \text{ für Eisen auf Eisen} \\ 1.79 \left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 2.38 \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Holz auf Eisen} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der ersteren der zwei nachfolgenden Tabellen zusammengestellt. Dieselbe gibt für verschiedene Werthe von $\frac{R}{d}$ und von $\frac{\beta}{\alpha}$ die entsprechenden Werthe von $\frac{\beta}{d}$ und von \mathfrak{N} . Für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte bewegt werden, ist $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 4 bis 5 zu nehmen. Für Räder, die durch Wasser- oder Dampfkraft bewegt werden, darf man in den meisten Fällen $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ nehmen. Für sehr schnell gehende Transmissionsräder ist zur Verminderung der Abnützung der Zähne eine grosse Zahnbreite vortheilhaft; daher für derlei Räder $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 7 bis 8 genommen werden soll. Um den Gebrauch dieser Tabelle zu erklären, dienen folgende Beispiele:

Es soll ein sechsfaches Rad für eine Welle von 8 Centimeter Durchmesser construirt werden. Rad und Welle gehören zu einer Winde, die durch Menschenkraft bewegt wird. Es ist also:

- Durchmesser der Welle $d = 8$ Centm.
- Relative Grösse des Rades $\frac{R}{d} = 6$.
- Halbmesser des Rades $R = 6 \times 8 = 48$ Centm.
- Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 5$
- Verhältniss zwischen der Zahnbreite und dem Wellendurchmesser (nach Tabelle) $\frac{\beta}{d} = 1.212$
- Zahnbreite $\beta = 8 \times 1.212 = 9.696$ Cent.
- Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen nach Tabelle) $\mathfrak{N} = 74$.

Es soll ein fünffaches Transmissionsrad für eine Welle von 16 Centimeter Durchmesser construirt werden. Hier ist:

- Durchmesser der Welle $d = 16$ Centm.
- Relative Grösse des Rades $\frac{R}{d} = 5$
- Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 6$
- Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendurchmesser (nach Tabelle) $\frac{\beta}{d} = 1.458$



Breite der Zähne $\beta = 1.458 \times 16 = 23.3$ Centm.

Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) $z = 50$.

Es soll ein 4.5faches Transmissionsrad für eine sehr schnell gehende Welle von 12 Centimeter Durchmesser construirt werden.

Hier ist:

der Durchmesser der Welle $d = 12$ Centm.

relative Grösse des Rades $\frac{R}{d} = 4.5$

Halbmesser des Rades $R = 4.5 \times 12 = 54$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 7$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendicke $\frac{\beta}{d} = 1.659$

Zahnbreite $\beta = 1.659 \times 12 = 20$ Centm.

Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) $z = 46$.

d) Bestimmung der Welle, welche einem Rad von gegebenen Abmessungen entspricht.

Wenn das Rad gegeben und die Welle gesucht wird, kennt man: $\frac{R}{\beta} \frac{\beta}{\alpha}$, und dann findet man:

$$\frac{d}{\beta} = 0.826 \frac{\sqrt[3]{\frac{R}{\beta}}}{\sqrt[3]{\frac{\beta}{\alpha}}}$$

$$z = \begin{cases} 3 \left(\frac{\beta}{\alpha} \right) \left(\frac{R}{\beta} \right) & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2.38 \left(\frac{\beta}{\alpha} \right) \left(\frac{R}{\beta} \right) & \text{für Holz auf Eisen.} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der letzteren der zwei folgenden Tabellen zusammengestellt.

Beispiel. Es sei für ein bestehendes Rad $\beta = 20$ Centimeter.

$R = 100$ Centimeter. $\frac{\beta}{\alpha} = 6$. Dann findet man in der Tabelle:

$\frac{d}{\beta} = 0.771$; folglich wird $d = 0.771 \times 20 = 15.42$ Centimeter;

ferner ist nach der Tabelle für Eisen auf Eisen: $z = 90$.

$\frac{R}{d}$	$\frac{\beta}{a} = 4$		$\frac{\beta}{a} = 5$		$\frac{\beta}{a} = 6$		$\frac{\beta}{a} = 7$		$\frac{\beta}{a} = 8$	
	$\frac{\beta}{d}$		$\frac{\beta}{d}$		$\frac{\beta}{d}$		$\frac{\beta}{d}$		$\frac{\beta}{d}$	
	Eisen Eisen	Holz Eisen	Eisen Eisen	Holz Eisen	Eisen Eisen	Holz Eisen	Eisen Eisen	Holz Eisen	Eisen Eisen	Holz Eisen
1.0	2.660	5	2.967	5	3.258	6	3.519	6	3.761	6
1.5	2.172	8	2.424	9	2.660	10	2.872	11	3.071	12
2.0	1.860	13	2.076	14	2.278	15	2.460	17	2.630	18
2.5	1.682	18	1.877	20	2.060	22	2.225	24	2.378	25
3.0	1.536	23	1.714	26	1.882	29	2.032	31	2.171	33
3.5	1.422	29	1.586	33	1.741	36	1.881	39	2.010	42
4.0	1.330	36	1.484	40	1.628	44	1.760	48	1.880	51
4.5	1.254	43	1.399	48	1.530	52	1.659	57	1.774	61
5.0	1.190	50	1.328	56	1.458	62	1.574	67	1.682	71
5.5	1.134	58	1.265	65	1.411	71	1.500	77	1.602	82
6.0	1.086	66	1.212	74	1.330	81	1.437	88	1.535	94
6.5	1.048	75	1.169	83	1.284	91	1.386	99	1.481	105
7.0	1.006	83	1.122	93	1.231	102	1.331	110	1.422	118
7.5	0.971	92	1.083	103	1.189	113	1.284	122	1.373	131
8.0	0.941	102	1.049	114	1.153	125	1.245	135	1.330	144
8.5	0.912	112	1.017	125	1.117	137	1.207	148	1.290	158
9.0	0.887	122	0.990	136	1.086	148	1.172	161	1.254	168
9.5	0.863	132	0.963	147	1.063	161	1.141	174	1.220	186
10	0.841	142	0.938	159	1.030	174	1.112	188	1.188	201



Zu 90 d Tabelle zur Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht.

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{\alpha}{\beta} = 4$		$\frac{\alpha}{\beta} = 5$		$\frac{\alpha}{\beta} = 6$		$\frac{\alpha}{\beta} = 7$		$\frac{\alpha}{\beta} = 8$	
	$\frac{d}{\beta}$	β Eisen Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	β Eisen Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	β Eisen Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	β Eisen Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	β Eisen Holz Eisen
0.5	0.412	6	0.382	8	0.358	9	0.340	11	0.325	12
1.0	0.518	12	0.480	15	0.451	18	0.428	21	0.410	24
1.5	0.593	18	0.597	23	0.456	27	0.491	31	0.470	36
2.0	0.653	24	0.605	30	0.568	36	0.540	42	0.517	48
2.5	0.703	30	0.652	38	0.612	45	0.562	53	0.557	60
3.0	0.745	36	0.692	45	0.650	54	0.618	63	0.591	72
3.5	0.788	42	0.729	53	0.746	63	0.650	74	0.623	84
4.0	0.824	48	0.762	60	0.716	72	0.680	84	0.651	96
4.5	0.856	54	0.793	68	0.744	81	0.708	95	0.681	108
5.0	0.887	60	0.821	75	0.771	90	0.733	105	0.701	120
5.5	0.915	66	0.848	83	0.796	99	0.756	116	0.724	132
6.0	0.942	72	0.873	90	0.819	108	0.779	126	0.746	144
6.5	0.968	78	0.895	98	0.841	117	0.800	136	0.765	156
7.0	0.992	84	0.918	105	0.862	126	0.820	147	0.784	168
7.5	1.015	90	0.940	113	0.882	135	0.839	157	0.803	180
8.0	1.037	96	0.960	120	0.902	144	0.857	168	0.820	192
8.5	1.058	102	0.980	127	0.920	153	0.875	179	0.837	204
9.0	1.078	108	0.998	135	0.938	162	0.892	189	0.854	216
9.5	1.098	114	1.017	143	0.955	171	0.908	200	0.869	228
10.0	1.117	120	1.034	150	0.970	180	0.923	221	0.884	240

e) Querschnittsdimensionen der Zahnkränze Taf. XVII.

Die Querschnittsdimensionen des Zahnkranzes dürfen alle der Zahnbreite β proportional gemacht werden. Die Figuren 1 bis 9 enthalten die Verhältnisszahlen zwischen den Querschnittsdimensionen der Zahnkränze und der Zahnbreite. Die Verhältnisszahlen der Figuren 1, 3, 4, 6, 7, 9 dürfen für jedes Verhältniss von $\frac{\beta}{\alpha}$ gebraucht werden. Die Verhältnisszahlen der Figuren 2, 5, 8 gelten aber nur für den gewöhnlicheren Fall, wenn $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ ist. Für den Gebrauch dieser Zeichnungen dienen folgende Erklärungen:

Fig. 1. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 3. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 2. Durchschnitt eines Kegel- oder Stirnrades mit hölzernen Zähnen.

Fig. 4. Querschnitt eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 6. Querschnitt eines Kegelrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 5. Ansicht eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 7. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 9. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 8. Durchschnitt eines Rades mit hölzernen Zähnen.

f) Dimensionen der Hülse und des Keiles. Fig. 10—13.

Länge der Hülse $l = \beta + 0.06 R$

Durchmesser der Höhlung $d_1 = \frac{5}{4} d$

Metalldicke der Hülse $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3} d$

Breite des Keiles $k = 0.9 \delta$

Dicke des Keiles $= \frac{1}{2} k$

g) Anzahl und Dimensionen der Radarme. Fig. 10—13.

Die Anzahl der Radarme ist gleich der relativen Grösse $\frac{R}{d}$ des Rades. Ist $\frac{R}{d}$ eine unganze Zahl, so nimmt man für die An-

228

$$= 0.3 + 0.4t$$

۴۲۲

gute und fröhliche
 & den König ändern
 & dich zu machen

2.

1277

1126

0.25%

1944

244

5

≤ 0.8

2.12.2



zahl der Arme die ganze Zahl, welche dem Werth von $\frac{R}{d}$ am nächsten liegt.

Nennt man:

R die Anzahl der Arme eines Rades;

d den Durchmesser der Welle;

h die Breite der Hauptnerve eines Armes;

so hat man zur Bestimmung von h die Formel:

$$\frac{h}{d} = \frac{1.7}{\sqrt[3]{R}}$$

Aus dieser findet man:

für $R =$	3	4	5	6	8	10	12
$\frac{h}{d} =$	1.18	1.08	1.00	0.94	0.86	0.79	0.75

Ist h bestimmt, so hat man ferner zu nehmen:

Dicke der Hauptnerve	$= \frac{1}{5} h$
Dicke der Nebennerve	$= \frac{1}{6} h$
Breite des Armes am Zahnkranz	$= \frac{3}{4} h$

91.

Abmessungen der Räder, wenn dieselben nur einen Theil der Kraft übertragen, welche in der Welle wirkt.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, vermittelt zweier Räder auf eine zweite Welle übertragen werden soll, dürfen die in vorhergehender Nummer aufgestellten Regeln ebenfalls angewendet werden; man muss jedoch statt des wirklichen Durchmessers der treibenden Welle denjenigen Durchmesser in Rechnung bringen, welcher der Kraft entspricht, die in der That übertragen wird. Beispiel: Von einer Welle, welche 156 Pferdekkräfte mit 80 Umdrehungen per 1 Minute fortpflanzt, sollen vermittelt zweier Räder 40 Pferdekkräfte auf eine zweite Welle übertragen werden, und diese letztere soll per 1 Minute 160 Umdrehungen machen.

Hier ist:

Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle $16 \sqrt[3]{\frac{156}{80}} = 20 \text{ Ctm.}$

Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle $16 \sqrt[3]{\frac{40}{160}} = 10 \text{ Ctm.}$

Durchmesser einer Transmissionswelle für

40 Pferdekraft u. 80 Umdrehungen per 1 Min $16 \sqrt[3]{\frac{40}{80}} = 13 \text{ Ctm.}$

Vermittelst dieses letzteren Durchmessers findet man nun durch Anwendung der in Nr. 90 aufgestellten Regeln:

Halbmesser des treibenden Rades . . . $5 \times 13 = 65 \text{ Centim.}$

Halbmesser des getriebenen Rades . . . $\frac{1}{2} 65 = 32.5 \text{ Centim.}$

Zahnbreite der Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6, \frac{R}{d} = 5\right) 1.458 \times 13 = 18.95 \text{ Centim.}$

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen) $\begin{cases} = 62 \\ = 31 \end{cases}$

92.

Abmessungen der Räder, wenn ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, vermittelt eines in mehrere andere Räder eingreifenden Rades auf mehrere Axen übertragen werden soll.

Auch in diesem Falle können die Regeln von Nr. 90 angewendet werden, wenn man die geeigneten Wellendurchmesser in Rechnung bringt. Wie diese gefunden werden, erhellt aus folgendem Beispiel. Eine Welle A macht per 1 Minute 60 Umdrehungen und enthält einen Effekt von 80 Pferden. Von dieser Welle aus sollen 50 Pferdekraft auf drei andere Wellen B C D übertragen werden, und zwar auf B 10, auf C 15 und auf D 25 Pferdekräfte, und die Geschwindigkeiten dieser drei Wellen sollen sein: für B 60, für C 80, für D 120 Umdrehungen per 1 Minute. Die mit den Wellen A B C D zu verbindenden Räder seien A₁ B₁ C₁ D₁.

Die wirklichen Wellendurchmesser sind für:

A	B	C	D
nahe 18	8.6	9.4	9.5 Centimeter.

Die Zähne des Rades A müssen so stark sein wie bei einem Rad, welches mit 60 Umdrehungen einen Effekt von 25 Pferdekraften überträgt.



Zur Bestimmung der Zähne muss demnach eine Welle von $16 \sqrt[3]{\frac{25}{60}} = 12$ Centimeter in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Halbmesser des Rades A	$6 \times 12 = 72$	Centimeter.
„ „ „ B	$= 72$	„
„ „ „ C	$72 \frac{60}{80} = 54$	„
„ „ „ D	$72 \frac{60}{120} = 36$	„

Zahnbreite sämmtl. Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right) 1.33 \times 12 = 15.96$ „

Anzahl der Zähne des Rades A (Eisen auf Eisen) $= 81$. „

Die Arme des Rades A übertragen einen Effekt von 50 Pferden; zur Bestimmung der Arme des Rades A muss demnach eine

Welle von $16 \sqrt[3]{\frac{50}{60}} = 15$ Centm. in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Anzahl der Arme des Rades A $= 6$.
 Breite eines Radarmes $15 \times 0.94 = 14.1$.

Die Arme der Räder B C D sind nach den wirklichen Wellendurchmessern von B, C, D, zu construiren.

93.

Die Schraube ohne Ende.

Wenn eine Schraube ohne Ende sammt dem dazu gehörigen Zahnrad construirt werden soll, wird jederzeit eine der beiden Drehungsaxen entweder unmittelbar gegeben oder leicht zu bestimmen sein.

Nennt man nun:

- d den Durchmesser der Schraubenaxe;
- d_1 den Durchmesser der Radaxe;
- N die Anzahl der Zähne des Rades;
- β die Zahnbreite, α die Zahndicke;
- R den Halbmesser des Rades;
- r den Halbmesser der Schraube;

so hat man, wenn N und entweder d oder d_1 bekannt sind, zur Bestimmung der übrigen Grössen folgende Beziehungen:

$$\frac{d_1}{d} = 0.6 \sqrt[3]{N}$$

$$\frac{R}{d} = 0.21 N$$

$$\frac{\beta}{d} = 2.5$$

$$\frac{r}{d} = 2$$

$$\frac{\beta}{\alpha} = 4$$

94.

Lagerstühle. Taf. XVIII, XIX, XX.

Taf. XVIII. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer liegenden Welle auf eine aufrechte Welle.

Taf. XIX. Fig. 1, 2, 3. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf eine liegende Welle.

Taf. XIX. Fig. 4, 5, 6. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf 2 liegende Wellen.

Taf. XX. Fig. 1, 2, 3. Lagerstuhl für Uebersetzungen von einer liegenden Welle auf zwei andere ebenfalls liegende Wellen und auf eine aufrechte Welle.

Taf. XX. Fig. 4, 5, 6. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf eine liegende Welle.

95.

Schmiedeeiserne Winkelhebel. Taf. XV, Fig. 3.

Wenn ein Winkelhebel construirt werden soll, sind immer gegeben: 1) Die Längen p, q der beiden Schenkel. 2) Der Winkel α , welchen sie zusammen bilden. 3) Die Kraft, welche am Ende eines der beiden Schenkel wirkt. Als gegebene Grössen nehmen wir also an: p, q, α und die am Ende von p wirkende Kraft P . Als zu suchende Grössen: die Durchmesser δ_p, δ_q, d der Zapfen und die Querschnittsdimensionen der Arme. Vorausgesetzt, dass der Hebel mit einseitigen Zapfen versehen wird, hat man:

$$\delta_p = 0.12 \sqrt{P}$$



$$\delta_q = \delta_p \sqrt{\frac{p}{q}}$$
$$d = \delta_p \sqrt[4]{1 + \left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2 \left(\frac{p}{q}\right) \cos \alpha}$$

Die Werthe der vierten Wurzel, mit welchem δ_p multipliziert werden muss, um d zu erhalten, kann man aus folgender Tabelle nehmen.

Ver- hältniss $\frac{p}{q}$	Werth von $\sqrt[4]{1 + \left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2 \left(\frac{p}{q}\right) \cos \alpha}$ für						
	$\alpha = 180$	$\alpha = 150$	$\alpha = 120$	$\alpha = 90$	$\alpha = 60$	$\alpha = 30$	$\alpha = 0$
1	1.4	1.4	1.3	1.2	1.0	0.6	0.0
2	1.7	1.7	1.6	1.5	1.3	1.1	1.0
3	2.0	2.0	1.9	1.8	1.6	1.5	1.4
4	2.2	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7
5	2.4	2.4	2.4	2.3	2.1	2.0	2.0
6	2.6	2.6	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2
7	2.8	2.8	2.8	2.6	2.6	2.5	2.4
8	3.0	3.0	3.0	2.8	2.7	2.7	2.6
9	3.2	3.1	3.1	3.0	2.9	2.8	2.8
10	3.4	3.3	3.3	3.2	3.1	3.0	3.0

Für den Fall, dass zweiseitige Zapfen genommen werden sollen, macht man zuerst die Berechnung, wie wenn einseitige Zapfen zu nehmen wären, und multipliziert die sich so ergebenden Durchmesser mit 0.7.

Zur Bestimmung der Querschnittsdimensionen h und b der beiden Hebelarme dient die folgende Formel:

$$\frac{h}{\delta_p} = \sqrt[3]{\frac{6 \pi}{16} \left(\frac{h}{b}\right) \left(\frac{p}{\delta_p}\right) \left(\frac{\delta_p}{c}\right)}$$

in welcher c die Länge des Zapfens bedeutet, dessen Durchmesser gleich δ_p ist.

Die Resultate dieser Formel sind in folgender Tabelle enthalten.

Ver- hältnis	Werte von $\frac{h}{\delta_p}$ wenn			
	$\frac{h}{b} = 2$	$\frac{h}{b} = 3$	$\frac{h}{b} = 4$	$\frac{h}{b} = 5$
$\frac{p}{\delta_p}$				
5	2.0	2.3	2.5	2.7
10	2.5	2.8	3.1	3.4
20	3.1	3.6	4.0	4.3
30	3.6	4.1	4.5	4.9
40	3.9	4.5	5.0	5.4
50	4.3	4.9	5.4	5.8
60	4.5	5.2	5.7	6.2
70	4.8	5.5	6.0	6.5
80	5.0	5.7	6.3	6.8
90	5.2	6.0	6.6	7.0
100	5.4	6.2	6.8	7.3

Ein Beispiel wird den Gebrauch dieser Regeln erklären. Es sei für einen zu konstruierenden Winkelhebel $p = 100$ Centimeter, $q = 10$ Centimeter, $\alpha = 120^\circ$ $P = 144$ Kilogramm. Dann findet man: $\delta_p = 1.44$ Centimeter, $\delta_q = 1.44 \sqrt{\frac{100}{10}} = 4.55$ Centm. Wegen $\frac{p}{q} = 10$ und $\alpha = 120^\circ$ findet man aus der ersten Tabelle $d = 1.44 \times 3.3 = 4.75$ Centimeter. Nimmt man $\frac{h}{b} = 3$ an, so gilt die zweite Tabelle, weil $\frac{p}{\delta_p} = \frac{100}{1.44} = 70$ ist, $\frac{h}{\delta_p} = 5.5$. Demnach wird $h = 5.5 \times 1.44 = 7.92$ Centim., und $b = \frac{7.92}{3} = 2.64$ Centim.

Kurbel und kurbelartige Hebel. Taf. XV, Fig. 4, 5, 6.

Es sei:

D der Durchmesser der Welle;

d der Durchmesser des Zapfens;

A die Länge des Armes, vom Mittel der Welle bis zum Mittel des Zapfens gemessen.



Dies vorausgesetzt hat man, wenn A und d gegeben und D zu suchen ist:

$$\frac{D}{d} = 0.9 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}, \text{ wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,}$$

$$\frac{D}{d} = 1.1 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}, \text{ wenn Zapfen von Schmied- u. Welle von Gusseisen.}$$

Wenn dagegen A und D gegeben ist und d gemacht werden soll, hat man:

$$\frac{d}{D} = 1.2 \sqrt[3]{\frac{D}{A}}, \text{ wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,}$$

$$\frac{d}{D} = 0.877 \sqrt[3]{\frac{D}{A}}, \text{ wenn Zapfen von Schmied- u. Welle von Gusseisen.}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

$\frac{A}{d}$	$\frac{D}{d}$		$\frac{A}{D}$	$\frac{D}{d}$	
	Welle und Zapfen von Schmied-Eisen.	Welle von Guss-Eisen, Zapfen von Schmied-Eisen.		Welle und Zapfen von Schmied-Eisen.	Welle von Guss-Eisen, Zapfen von Schmied-Eisen
4	1.428	1.746	2	0.849	0.619
5	1.539	1.881	3	0.693	0.509
6	1.635	1.998	4	0.600	0.438
7	1.721	2.104	5	0.536	0.391
8	1.800	2.200	6	0.490	0.358
9	1.872	2.288	7	0.453	0.331
10	1.939	2.370	8	0.424	0.316
12	2.060	2.518	9	0.400	0.292
14	2.169	2.651	10	0.379	0.277
16	2.268	2.772	11	0.361	0.264
18	2.358	2.883	12	0.346	0.253
20	2.441	2.983	13	0.333	0.246

Die Querschnittsdimensionen des Armes für einen kurbelartigen Hebel können nach der in vorhergehender Nummer aufgestellten Regel bestimmt werden. Die Dimensionen der Arme und Hülzen für die eigentlichen Kurbeln erhält man vermittelt der in die Figuren 5 und 6 eingetragenen Verhältnisszahlen und Formeln. Fig. 5 ist eine gusseiserne, Fig. 6 eine schmiedeiserne Kurbel.

96.

Kurbelaxen.

Taf. XVI, Fig. 1 und 2.

Die wesentlichsten Abmessungen der Kurbelaxen können nach folgenden Regeln bestimmt werden:

a) Wenn die Kraft nach einer Seite durch Torsion übertragen wird. Fig. 1.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen gegen den Kurbelzapfen;

r den Halbmesser der Kurbel;

d den Durchmesser des Kurbelzapfens;

d₁ den Durchmesser des Tragzapfens;

D den Durchmesser der Welle im Lager;

l die Entfernung der mittleren Ebene der Kurbel vom Mittel des Lagers;

} Centimeter.

so ist:

$$D = 0.29 \sqrt[3]{Pr} \quad \frac{d}{D} = 0.77 \sqrt[3]{\frac{l}{r}} \quad d_1 = 0.12 \sqrt{\frac{1}{2} P}$$

b) Wenn die Kraft zur Hälfte nach einer zur Hälfte nach der andern Seite übertragen wird Fig. 2.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen gegen den Kurbelzapfen;

r den Halbmesser der Kurbel;

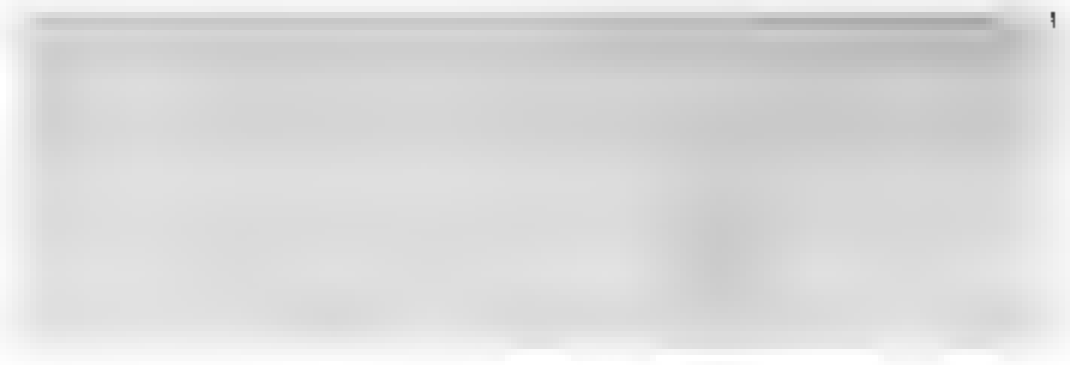
d den Durchmesser des Kurbelzapfens;

D den Durchmesser der Welle im Lager;

l die Entfernung der mittleren Ebene der Kurbel vom Mittel eines Lagers;

so ist:

$$D = 0.29 \sqrt[3]{\frac{1}{2} P r} \quad \frac{d}{D} = 0.97 \sqrt[3]{\frac{l}{r}}$$





98.

Traversen. Taf. XXI, Fig. 1.

Grund- und Aufriss. Wenn eine Traverse construirt werden soll, ist jederzeit die halbe Länge A derselben und der Durchmesser d der Zapfen gegeben, die übrigen Dimensionen sind zu bestimmen. Nennt man h und b die Höhe und Breite der Traverse in der Mitte, so findet man diese Grössen durch folgende Formeln:

$$\frac{h}{d} = 1.344 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$$

$$b = \frac{1}{3} h$$

deren Resultate in folgender Tabelle enthalten sind:

wenn $\frac{A}{d} =$	4	5	6	7	8	9	10	12	14
wird $\frac{h}{d} =$	2.13	2.30	2.44	2.57	2.69	2.80	2.90	3.08	3.24

Die Nebendimensionen werden durch die in den Figuren angegebenen Verhältnisszahlen bestimmt.

99.

Schmiedeeiserne Schubstangen. Taf. XXI, Fig. 2.

Die Hauptdimensionen, um deren Bestimmung es sich handelt, sind 1) die Länge l der Stange; 2) die Durchmesser d der Zapfen; 3) die mittlere Dicke d_1 der Stange. Die Länge l wird durch den geometrischen Zusammenhang bestimmt, gewöhnlich wird dieselbe 4, 5 bis 6 Mal so gross gemacht, als der Kurbelhalbmesser. Der Durchmesser d ist nach dem Druck zu bestimmen, welchem der Zapfen zu widerstehen hat. Kennt man l und d , so findet man d_1 durch folgende Formeln:

$$\frac{d_1}{d} = 0.229 \sqrt{\frac{l}{d}}$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind:

für $\frac{l}{d} =$	12	16	20	24	28	32	36	40
wird $\frac{d_1}{d} =$	0.79	0.82	1.02	1.12	1.21	1.30	1.37	1.45

Schubstangen mit viereckigem Querschnitt sind eben so steif, als runde, wenn

$$\frac{b}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{6\pi}{32} \left(\frac{b}{a}\right)}$$

wobei b die kleinere und a die grössere Dimension des mittleren viereckigen Querschnittes bezeichnet:

für $\frac{a}{b} =$	1	1.25	1.50	2	2.5	3	3.5	4
wird $\frac{b}{d_1} =$	0.87	0.82	0.78	0.73	0.69	0.66	0.63	0.61
und $\frac{a}{d_1} =$	0.87	1.02	1.17	1.46	1.73	1.98	2.21	2.44

100.

Schubstangenköpfe für schmiedeeiserne Schubstangen.
Taf. XXI und XXII.

Auf Taf. XXI, Fig. 3, 4, 5 und Taf. XXII, Fig. 1 bis 9 sind die gebräuchlichsten Formen für schmiedeeiserne Schubstangen und Kreuzköpfe dargestellt. Die Detailabmessungen sind dem Durchmesser des Zapfens proportional zu nehmen; die Verhältnisszahlen sind jedoch in den Figuren wegen ihrer Kleinheit nicht eingetragen.

101.

Gusseiserne Schubstangen. Taf. XXIII, Fig. 4, 5, 6.

Die wesentlichsten Dimensionen einer solchen Schubstange sind:
1) Die Länge. 2) Die Durchmesser der Löcher für den Zapfen.
3) Die Querschnittsdimensionen in der Mitte. Zur Bestimmung dieser Dimensionen hat man:

Länge l der Schubstange: 5 bis 6 Mal so gross, als der Kurbelhalbmesser.

Durchmesser d der unteren Oeffnung gleich dem Durchmesser des Kurbelzapfens.



•

•

•

•

•

Durchmesser der Oeffnungen in der Gabel	$= 0.7 d$
Höhe der Nerve in der Mitte	$h = \frac{1}{18}$
Dicke dieser Nerve	$\left\{ \begin{array}{l} \text{gewöhnlich} = \frac{h}{7} = \frac{1}{136} \\ \text{allgemein} = 12 \cdot \left(\frac{d}{1}\right) d \end{array} \right.$

Die übrigen untergeordneten Dimensionen, und insbesondere jene der Köpfe, können dem Durchmesser des Zapfens d proportional gemacht werden.

. 102.

Balancier. Taf. XXIII, Fig. 1, 2, 3.

Wenn in einer Maschine ein Balancier vorkommt, so ist dieselbe auch in den meisten Fällen mit einer Kurbel versehen.

Nennt man:

- A den Halbmesser der Kurbel,
- d den Durchmesser des Kurbelzapfens,

so lassen sich die Dimensionen des Balanciers auf folgende Weise leicht bestimmen:

Ganze Länge des Balanciers	$= 6 A$
Höhe des Balanciers in der Mitte	$= A$
Höhe des Balanciers an den Enden	$= \frac{1}{3} A$
Dicke der Hauptnerve Fig. 3	$b = \frac{9}{4} A \left(\frac{d}{A}\right)^2$
Horizontale Breite der Saumnerve	$= 2 b$
Vertikale Dicke	$= b$
Länge der Hülse des Balanciers	$= 0.6 A$
Länge der Achse des Balanciers	$= 1.4 A$
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers	$= 1.27 d$
Durchmesser der Zapfen an den Enden des Balanciers	$= 0.7 d$
Entfernung der Zapfenmittel	$= 4.2 d$

103.

Seil- und Kettenhaken. Taf. XXI, Fig. 6, 7, 8.

- Fig. 6. Seilhaken mit beweglicher Traverse für Flaschenzüge.
- Fig. 7. Einfache Kettenhaken.
- Fig. 8. Doppelter Kettenhaken.

Will man einen solchen Haken theoretisch construiren, so man zuerst die in Fig. 6 punktirt dargestellte Krümmung bennen, und dann kann man die wirkliche Krümmung des Hakens leicht so verzeichnen, dass derselbe überall eine genügende Festigkeit gewährt. Zur Bestimmung der theoretischen Krümmung man die Gleichung:

$$\sin \varphi = \frac{\mathfrak{B} \pi}{16 Q} \frac{y^3}{2r + y}$$

Es bedeutet:

Q die Last, welche an dem Haken hängt,

r den Halbmesser der inneren Krümmung,

y den Durchmesser des Hakeneisens an der Stelle, welche Winkel φ entspricht,

\mathfrak{B} den Coefficienten für die relative Festigkeit des Materials.

Um diese Gleichung zu gebrauchen, nimmt man für Stahleisen $\mathfrak{B} = 800$, und berechnet die Werthe von φ oder von s welche einer Reihe von angenommenen Werthen von y entsprechen.

Für die Praxis gilt die einfache Regel, dass derlei Haken metrisch ähnlich mit den Figuren 6, 7, 8 gemacht werden dürfen. Die wesentlichsten Verhältnisszahlen sind folgende.

Fig. 6. Setzt man den inneren Durchmesser des oberen Ringes $= 1$, so ist:

Durchmesser eines Zapfens der Traverse	=
Höhe der Traverse	=
Halbmesser der inneren Krümmung r	=
Entfernung des Mittelpunktes der Krümmung vom Mittelpunkt der Traverse	=
Grösste Dicke des Hakeneisens	=

Fig. 8. Der Durchmesser des Ketteneisens $= 1$ gesetzt, so

Der Durchmesser der Säule	=
Höhe des eichelförmigen Ringes	=
Tiefe der Mittelpunkte der inneren Krümmungen der Haken unter dem eichelförmigen Ring	=
Halbmesser der inneren Krümmung	=
Entfernung der Mittelpunkte der Krümmungen	=
Grösste Dicke des Hakeneisens	=

Fig. 7. Den Durchmesser des Ketteneisens $= 1$ gesetzt, so

Höhe des eichelförmigen Ringes	=
--	---

Tiefe des Mittelpunktes der inneren Krümmung unter dem Ring	= 7.5
Durchmesser der inneren Krümmung	= 3.1
Grösste Dicke des Hakeneisens	= 3.5

104.

Röhren und deren Verbindung. Taf. XXIV.

Zur Bestimmung der Wanddicke der Röhren dienen die nachfolgenden Formeln, in welchen δ die Wanddicke, d den inneren Durchmesser in Centimetern und n die in Atmosphären ausgedrückte Spannung bedeutet, welcher die Röhren mit Sicherheit zu widerstehen im Stande sein sollen:

Eisenblech	$\delta = 0.00086 \, n \, d + 0.30$	} Centimeter.
Gusseisen	$\delta = 0.00238 \, n \, d + 0.85$	
Kupfer	$\delta = 0.00148 \, n \, d + 0.40$	
Blei	$\delta = 0.0242 \, n \, d + 0.50$	
Zink	$\delta = 0.0125 \, n \, d + 0.40$	
Holz	$\delta = 0.03230 \, n \, d + 2.70$	
Natürliche Steine	$\delta = 0.03690 \, n \, d + 3.00$	
Künstliche Steine	$\delta = 0.05380 \, n \, d + 4.00$	

Wasser- und Gasleitungsröhren werden auf 10 Atmosphären Druck probirt, man muss also $n = 10$ setzen, um vermittelst obiger Formeln praktisch brauchbare Metalldicke für derartige Röhren zu erhalten.

Für die Wanddicke der Dampfkessel gelten besondere Regeln, die später folgen.

Die Abmessungen (in Centimetern) der Verbindungstheile, nämlich der Flantschen, Schrauben und Muffen, sind nach folgenden Regeln zu nehmen. Länge eines Röhrenstücks . . . $l = 200 + 5 \, d$

Flantschen. Fig. 9.

Länge einer Flantsche	$1 + 1.8 \, \delta$
Dicke einer Flantsche	$0.33 + 1.17 \, \delta$
Anzahl der Schrauben	$3 + \frac{d}{7}$
Durchmesser eines Schraubenbolzen	$0.33 + 1.17 \, \delta$

Muffen. Fig. 10.

Innere Länge einer Muffe	$d + 2 \, \delta$
Innerer Durchmesser einer Muffe	$d + 4.4 \, \delta$
Metalldicke einer Muffe	$1.2 \, \delta$

Auf Tafel XXIV. sind die gebräuchlichsten Röhrenverbindungen dargestellt.

- Fig. 3. Verbindung zweier Röhren von Kupferblech vermittelt einer Schraube von Messing.
 Fig. 4. Verbindung zweier Röhren von Messing vermittelt einer Schraube von Messing.
 Fig. 5. Verbindung einer Röhre von Kupferblech mit einem Cylinder aus irgend einem Metall.
 Fig. 7 und 8. Verbindung schmiedeiserner Röhren für Gasleitung und Wasserheizung.
 Fig. 9. Verbindung zweier gusseisernen Röhren mit Flanschen für Wasserleitungen.
 Fig. 10. Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mittelst Mutter für Wasser- und Gasleitungen.
 Fig. 11. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Stopfbüchse.
 Fig. 12. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Lederdichtung.

105.

Deckel und Stopfbüchsen für Dampfzylinder und Pumpenzylinder
 Tafel XXIV.

- Fig. 2 und 6. Stopfbüchsen aus Messing für kleinere Cylinder
 Fig. 1. Deckel mit Stopfbüchse für grössere Dampf- und Pumpenzylinder.

Für diese grösseren Deckel gelten folgende Regeln.

Nennt man:

- D den Durchmesser des Dampf- oder Pumpen-Cylinders in Centimetern,
 δ die Wanddicke des Cylinders in Centimetern, so ist:

$$\text{Wanddicke des Cylinders} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \delta = 1.5 + \frac{D}{60}$$

$$\text{Anzahl der Deckelschrauben} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3 + \frac{D}{7}$$

Für alle Dimensionen, welche der Mitteldicke δ proportional gemacht werden dürfen, sind die Verhältnisszahlen in Fig. 1 angegeben.



106.

Ventile.

Tafel XXV. zeigt die gebräuchlichsten Ventile.

Fig. 7, 8, 9, 10. Kegelventile für kleinere und grössere Pumpen.

Fig. 12. Doppelventile für ganz grosse Pumpwerke.

Fig. 11. Doppelventile für Ventilsteuerungen von grossen Dampfmaschinen.

Nennt man: Fig. 7, 8, 9, 10:

d den kleineren } Durchmesser eines konischen Ventils,
 d_1 den grösseren }

h die Höhe des Ventilkörpers,

so hat man, wenn d gegeben ist, zur Bestimmung von d_1 und h folgende einfache Regeln:

$$d_1 = 1.2 d$$

$$h = 1.2 \text{ Centimeter}$$

Fig. 5, 6. Klappenventile von Messing.

Fig. 13, 14. Klappenventile von Leder.

107.

Hahnen von Messing oder Gusseisen. Taf. XXV.

Fig. 1 und 2. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier in derselben geraden Linie liegenden Röhren.

Fig. 3 und 4. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier Röhren, die einen rechten Winkel gegen einander bilden.

Die wichtigeren Verhältnisszahlen sind in der Zeichnung angegeben.

108.

Schieber und Klappen für Wasser-, Luft- und Gasleitungen. Taf. XXVI.

109.

Kolben für Dampfmaschinen und Pumpen. Taf. XXVII.

Auf dieser Tafel sind die gebräuchlichsten Kolben zusammengestellt.

a) Kolben für Dampfmaschinen. Fig. 1. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei übereinanderliegenden Dichtungsringen aus Messing oder Gusseisen. Diese Construction

ist nur für kleinere Kolben bis zu 40 Centimeter Durchmesser anwendbar. Fig. 3. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei über einander liegenden Segmentschichten. Diese Construction ist bei kleineren und grösseren Dimensionen anwendbar. Bezeichnet man den Durchmesser des Kolbens in Centimetern gemessen mit D , so ist die Höhe der Metaldichtung zu nehmen gleich :

$$4 \left(1 + \frac{D}{100} \right) \text{ Centim.}$$

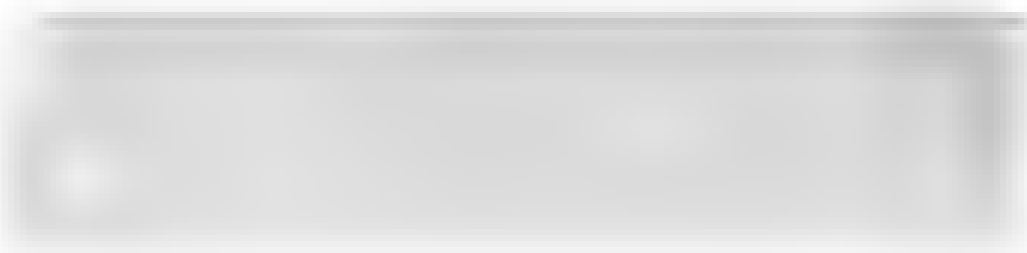
Fig. 5. Grund- und Aufriss eines Dampfkolbens mit Hanfdichtung. Höhe der Dichtung gleich :

$$8 \left(1 + \frac{D}{100} \right) \text{ Centim.}$$

b) Pumpenkolben. Fig. 2. Taucherkolben für kleine messingene Pumpen. Fig. 7. Kolben für grössere Hebepumpen. Fig. 8. Kolben für gewöhnliche Brunnenpumpen. Fig. 9. Kolben für einfach- und doppelwirkende Druckpumpen. Fig. 10. Ordinäre Kolben für Druckpumpen, der Körper von Holz. Fig. 11. Kolben für grössere Warmwasser-Hebepumpen mit Hanfdichtung. Fig. 12. Kolben für kleinere Warmwasser-Pumpen mit Hanfdichtung. Die Höhe der Dichtung oder die Höhe des Kolbens ist für alle diese Anordnungen gleich :

$$8 \left(1 + \frac{D}{100} \right) \text{ Centim.}$$

c) Gebläsekolben. Fig. 4. Bruckstück eines Gebläsekolbens mit Lederdichtung. Fig. 6. Bruckstück eines Gebläsekolbens mit Hanfdichtung.



Resultate aus dem Baufach.

110.

Mauerdicke der Wohn- und Fabrikgebäude.

Nennt man:

- t die Tiefe des Gebäudes, d. h. die auf die Richtung des Dach-
firstes senkrechte Hauptabmessung des Gebäudes;
 h_1, h_2, h_3 , die Höhe der Stockwerke, in der Richtung von oben
nach unten gezählt;
 e_1, e_2, e_3 , die Mauerdicken in den einzelnen Stockwerken,
so ist:

$$e_1 = \frac{t}{40} + \frac{h_1}{25}$$

$$e_2 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2}{25}$$

$$e_3 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2 + h_3}{25}$$

Wenn jedes Stockwerk 4 Meter hoch ist, erhalten die Mauern
die in folgender Tabelle enthaltenen Abmessungen:

	Dicke der Mauer, wenn die Tiefe des Gebäudes							
	6 ^m	8 ^m	10 ^m	12 ^m	14 ^m	16 ^m	18 ^m	20 ^m
Im 1. Stockwerk	0.31	0.36	0.41	0.46	0.51	0.56	0.61	0.66
" 2. "	0.47	0.52	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.86
" 3. "	0.63	0.68	0.73	0.78	0.83	0.88	0.93	0.98
" 4. "	0.79	0.84	0.89	0.94	0.99	1.04	1.09	1.14
" 5. "	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30
" 6. "	1.11	1.16	1.21	1.26	1.31	1.36	1.41	1.46

111.

Profile der Futtermauern.

Es sei für eine Futtermauer mit vertikaler Hinterfläche und geneigter Vorderfläche;

h die Höhe der Futtermauer;

b die obere } Dicke der Mauer;

B die untere }

α der Neigungswinkel der Vorderfläche gegen die vertikale Richtung,
so hat man zur Bestimmung von B und b die Gleichungen:

$$\frac{B}{b} = \sqrt{0.285^2 + \frac{1}{8} \tan^2 \alpha}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{B}{h} \tan \alpha$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

Für $\tan \alpha$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{20}$	0
$\frac{B}{b}$	0.308	0.301	0.294	0.291	0.289	0.289	0.286	0.285
$\frac{b}{h}$	0.108	0.135	0.163	0.191	0.206	0.236	0.286	0.285

112.

Profile der Gewölbe und der Widerlagermauern.

In der folgenden Tabelle haben die Buchstaben r g w folgende Bedeutung:

- 1 Halbmesser der Krümmung der inneren Gewölbelinie am Scheitel. Wenn die innere Wölbung ein Kreisbogen oder ein Halbkreis ist, so bedeutet r den Halbmesser dieses Kreisbogens oder Halbkreises.
- 2 die Höhe des Gewölbes am Scheitel.
- 3 Die der Widerlagermauer. Diese Daten sind unter der Voraussetzung anzunehmen, dass die Widerlagermauern genügend hoch sind, die Füllmasse der r g w zu gewährleisten.



.

r	g	Aeussere und innere Wölbung parallel.		Gewölbe mit Hinter- mauerung.		Aeussere Begränzung, gerade.	
		$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w
Meter.	Meter.		Meter.		Meter.		Meter.
03	0.34	1.33	0.40	1.73	0.52	1.30	0.39
04	0.35	1.23	0.45	1.62	0.65	1.29	0.52
06	0.37	1.05	0.63	1.40	0.84	1.11	0.67
08	0.38	0.82	0.65	1.15	0.92	0.88	0.70
10	0.39	0.78	0.78	1.09	1.09	0.79	0.79
12	0.41	0.76	0.91	1.08	1.29	0.74	0.89
14	0.42	0.74	1.04	1.06	1.48	0.74	1.04
16	0.44	0.71	1.14	1.05	1.68	0.73	1.17
18	0.45	0.70	1.26	1.04	1.87	0.73	1.31
20	0.46	0.68	1.36	1.03	2.06	0.72	1.44
22	0.48	0.67	1.47	1.03	2.27	0.71	1.56
24	0.49	0.66	1.58	1.02	2.45	0.70	1.68
26	0.51	0.65	1.69	1.01	2.63	0.70	1.82
28	0.52	0.64	1.79	1.00	2.80	0.70	1.96
30	0.53	0.63	1.89	1.00	3.00	0.70	2.10
32	0.55	0.62	1.98	1.00	3.20	0.69	2.21
34	0.56	0.61	2.07	1.00	3.40	0.68	2.31
36	0.58	0.60	2.16	0.99	3.56	0.68	2.45
38	0.59	0.59	2.24	0.99	3.76	0.68	2.58
40	0.60	0.59	2.36	0.99	3.96	0.67	2.68
42	0.62	0.58	2.44	0.99	4.16	0.67	2.81
44	0.63	0.58	2.55	0.98	4.31	0.66	2.90
46	0.65	0.58	2.67	0.98	4.51	0.66	3.04
48	0.66	0.57	2.74	0.98	4.70	0.66	3.17
50	0.67	0.57	2.85	0.98	4.90	0.66	3.30
52	0.69	0.56	2.91	0.98	5.09	0.66	3.43
54	0.70	0.56	3.02	0.98	5.29	0.66	3.56
56	0.72	0.56	3.14	0.98	5.49	0.66	3.70
58	0.73	0.55	3.19	0.97	5.63	0.65	3.77
60	0.74	0.55	3.30	0.97	5.82	0.65	3.90
62	0.76	0.54	3.35	0.97	6.01	0.65	4.03
64	0.77	0.54	3.46	0.97	6.21	0.65	4.16
66	0.79	0.54	3.56	0.97	6.40	0.65	4.29
68	0.80	0.53	3.60	0.97	6.59	0.65	4.42
70	0.81	0.53	3.71	0.97	6.79	0.65	4.55

113.

Dachstühle.

Auf Tafel XXVIII und XXIX sind verschiedene Dachstühle dargestellt.

114.

Fabrikgebäude.

Tafel XXX ist ein Querschnitt eines höheren Fabrikgebäudes mit verschiedenen Säulenconstructionen.

Tafel XXXI, Detailconstructionen für den inneren Einbau des Fabrikgebäudes.



1

1

1

1

VIERTER ABSCHNITT.

Reibung zwischen festen Körpern

und

Steifheit der Seile.

115.

Gesetze der Reibung.

Der Widerstand, welcher sich äussert, wenn zwei feste Körper gegen einander gedrückt sind, und einer auf dem andern hinbewegt werden soll, ist der Erfahrung gemäss:

1) unabhängig von der Grösse der Fläche, in der sich die Körper berühren;

2) unabhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung erfolgt;

3) proportional dem Druck, mit welchem die Körper gegen einander gepresst sind.

Nennt man:

P diesen Druck in Kilogrammen,

F den in Kilogrammen ausgedrückten Reibungswiderstand,

so ist:

$\frac{F}{P}$ eine von der Grösse der Berührungsflächen und von der Geschwindigkeit der Bewegung unabhängige Grösse, die jedoch von der materiellen Beschaffenheit der Körper und von dem Zustande der Berührungsflächen, so wie auch von dem Umstande abhängt, ob die Körper aus einem Ruhezustande, der längere Zeit andauerte, in Bewegung gebracht werden sollen, oder ob eine bereits vorhandene Bewegung weiter fortgesetzt werden soll. Man nennt dieses Verhältniss bekanntlich den Reibungscoefficienten. Bezeichnet man denselben mit f , so hat man:

$$\frac{F}{P} = f \quad F = P f \quad P = \frac{F}{f}$$

Die
die versch
folgenden

von f für die verschiedenen Materialien und für
nen Umstände, welche auf f Einfluss haben, sind in
ellen enthalten.

116.

Tabelle

ie Reibungskoeffizienten zur Berechnung des Widerstands
der sich am Anfang einer Bewegung äussert.

Art der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Bustand der Oberflächen.	Reibungs- coefficient
Eiche auf Eiche	parallel • rechtwinklig •	ohne Schmiere mit trockener Seife ohne Schmiere mit Wasser be- feuchtet	0.63 0.44 0.54 0.71
Eiche auf Ulme	Hörn auf platt liegendem parallel	ohne Schmiere •	0.42 0.58
Ulme auf Eiche	•	•	0.69
Esche, Tanne, Buche, Vogel- beer auf Eiche	rechtwinklig	mit trockener Seife ohne Schmiere	0.41 0.57
Gegerbtes Leder auf Eiche .	parallel das Leder platt liegend das Leder auf der Kante	• • • m. Wasser befeucht.	0.53 0.61 0.43 0.79
Schwarze { auf ebener Eichen- lederne { fläche Riemen { auf einer eichenen Trommel	parallel rechtwinklig	ohne Schmiere •	0.74 0.47
Ungesponnener Hanf auf Eiche	parallel	mit Wasser	0.50 0.87
Hanfseil auf Eiche	•	ohne Schmiere	0.80
Schmiedeeisen auf Eiche . .	•	mit Wasser	0.62 0.65
Gusseisen auf Eiche	•	•	0.65
Gelbguss auf Eiche	•	ohne Schmiere	0.62
Rindsleder bei Kolben auf Guss- eisen	platt oder auf der Kante	mit Wasser mit Oel, Seife oder Schweinefett	0.62 0.19
Lederne Riemen auf gusseiser- nen Rollen	platt liegend	ohne Schmiere mit Wasser	0.28 0.38
Gusseisen auf Gusseisen . .	•	ohne Schmiere	0.16*
Schmiedeeisen auf Gusseisen .	•	•	0.19
Eiche, Ulme, Weissbuche, Ei- sen, Gusseisen und Bronze, zwei und zwei eines auf dem andern	•	mit Talg mit Oel oder Schweinefett	0.10** 0.15***
Rogenstein auf Rogenstein .	•	ohne Schmiere	0.74

*) Die Oberflächen wenig fett — **) Die Reibung dauerte nicht lange genug, um die Schmiere
hinaus zu drücken. — ***) Die Reibung dauerte lange genug, die Schmiere wegzudrücken
einen nur wenig fettigen Zustand herbeizuführen.

Experiments on Lubrication of journal &c.
Engineering, Nov 16 - 1883 -



Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Buſtand der Oberfläche.	Reibungs- coefficient.
Muschelkalk auf Rogenstein	ohne Schmiere	0·75
Backstein auf Rogenstein	" "	0·67
Eichen auf Rogenstein . . .	auf dem Hirn	" "	0·63
Schmiedeisen auf Rogenstein	" "	0·49
Muschelkalk auf Muschelkalk	" "	0·70
Rogenstein auf Muschelkalk	" "	0·75
Backstein auf Muschelkalk	" "	0·67
Schmiedeisen auf Muschelkalk	" "	0·42
Eiche auf Muschelkalk	" "	0·64
Rogenstein auf Rogenstein	mit Mörtel aus drei Theilen feinem Sand und einem Theil hydraulischen Kalk	0·74*

117.

Tabelle über die Reibungscoefficienten für die Fortsetzung einer Bewegung.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Buſtand der Oberfläche.	Reibungs- coefficient.
Eiche auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0·48
	"	mit trockener Seife	0·16
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·34
	"	mit Wasser	0·25
Ulme auf Eiche	Hirnholz auf den Fasern	ohne Schmiere	0·19
	parallel	" "	0·43
	rechtwinklig	" "	0·45
	parallel	" "	0·25
Esche, Tanne, Buche, wilder Birnbäum und Vogelbeer auf Eiche	"	" "	0·36—0·40
Schmiedeisen auf Eiche . .	"	" "	0·62
		mit Wasser	0·26
		mit trockener Seife	0·21
Gusseisen auf Eiche	"	ohne Schmiere	0·49
		mit Wasser	0·22
		mit trockener Seife	0·19
Gelbguss auf Eiche	"	ohne Schmiere	0·62
Schmiedeisen auf Ulme . . .	"	" "	0·25
Gusseisen auf Ulme	"	" "	0·20
Lederne Riemen auf Eiche .	"	" "	0·27

*) Nach einer Berührung von 10' bis 15'.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Bustand der Oberfläche.	Reibungs- coefficient.
Gegerbtes Leder auf Eiche .	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere mit Wasser	0.30—0.35 0.29
Gegerbtes Leder auf Gusseisen oder Bronze	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere mit Wasser fett und mit Wasser mit Oel geschmiert	0.56 0.36 0.23 0.15
Ungesponnener Hanf od. Hanf- seile auf Eiche	parallel rechtwinklig parallel	ohne Schmiere nass ohne Schmiere	0.52 0.33 0.38
Eiche und Ulme auf Gusseisen	"	" "	0.44
Wilder Birnbaum auf Gusseisen	"	" "	*
Schmiedeisen auf Schmiedeisen	"	" "	
Schmiedeisen auf Gusseisen und Bronze	"	" "	0.18**
Gusseisen auf Gusseisen und Bronze	"	" "	0.15**
Bronze } auf Bronze	"	" "	0.20
} auf Gusseisen	"	" "	0.22
} auf Schmiedeisen	"	" "	0.16***
Eiche, Ulme, Weissbuche, wil- der Birnbaum, Gusseisen, Schmiedeisen, Stahl u. Bronze eines auf dem andern oder sich selbst	"	auf gewöhnliche Art geschm. mit Talg. Schweinesfett, Oel, Wagenschm. etc. nur wenig fettes An- föhlen	0.07—0.08† 0.15
Rogenstein auf Rogenstein .	"	ohne Schmiere	0.64
Muschelkalk auf Rogenstein .	"	" "	0.67
Backstein " "	"	" "	0.65
Eiche " "	auf dem Hirn	" "	0.38
Schmiedeisen " "	parallel	" "	0.38
Muschelkalk auf Muschelkalk	"	" "	0.69
Rogenstein " "	"	" "	0.65
Backstein " "	"	" "	0.60
Eiche " "	auf dem Hirn	" "	0.38
Schmiedeisen " "	parallel	" "	0.24
		nass	0.30

*) Die Oberflächen greifen sich ohne Schmiere an. — **) Die Oberflächen waren noch etwas fett. — ***) Ein wenig fettig. — †) Ist die Schmiere fortwährend erneuert und gleichförmig vertheilt, so kann dieses Verhältniss bis zu 0.05 herabsinken.



.

.

.

.

118.

Tabelle über die Reibungscoefficienten für Zapfen und Wellen, die sich in Lagern drehen.

Angabe der Oberflächen.	Zustand der Oberflächen.	Reibungscoefficient, wenn die Schmiere erneuert wird	
		auf gewöhn- liche Art.	ununter- brochen.
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett, Talg oder mit weicher Wagenschmiere . .	0·07—0·08	0·054
	mit denselben Schmieren, nass	0·08	—
	mit Asphalt	0·054	—
	fettig	0·14	—
	fettig und nass	0·14	—
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett, Talg oder wei- cher Wagenschmiere . . .	0·07—0·08	0·054
	fettig	0·16	—
	fettig und nass	0·16	—
	sehr wenig fettig	0·19	—*
	ohne Schmiere	0·18	—**
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Franzosen- holz	geschmiert mit Oel oder Schweinefett	—	0·090
	fettig von Oel oder Schweine- fett	0·10	—
	fettig von Schweinefett und Graphit	0·14	—
	geschmiert mit Olivenöl, Talg, Schweinefett oder weicher Wagenschmiere	0·07—0·08	0·054
Zapfen von Schmied- eisen auf gusseiser- nen Lagern	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett oder Talg . .	0·07—0·08	0·054
	geschmiert mit fester Wagen- schmiere	0·09	—
	fett und nass	0·19	—
	sehr wenig fett	0·25	—***
	geschmiert mit Oel oder Schweinefett	0·11	—
Schmiedeiserne Zapfen auf Lagern von Fran- zosenholz	fett	0·19	—
	geschmiert mit Oel	0·10	—
	geschmiert mit Schweinefett .	0·09	—
Zapfen von Bronze auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oel oder Talg	—	0·045 bis 0·052
Zapfen von Bronze auf Lagern v. Gusseisen	geschmiert mit Oel oder Talg	—	—
Zapfen von Franzosen- holz auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Schweinefett .	0·12	—
	fettig	0·15	—
Zapfen von Franzosen- holz auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Schweinefett .	—	0·07

*) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen. — **) Die Oberflächen sind etwas fettig. —

***) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen.

119.

Effektverlust durch Reibung bei liegenden Zapfen oder Wellen.

Nennt man:

- d den Durchmesser des Zapfens in Centimetern;
 P den Druck des Zapfens gegen die Pfanne in Kilogrammen;
 f den Reibungs-Coefficienten;
 e den Effectverlust in Klgm., welcher durch die Zapfenreibung entsteht;
 n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens per 1 Minute;
 so ist:

$$e = \frac{n d P f}{1910} \text{ Klgm.}$$

120.

Effektverlust durch Reibung bei stehenden Zapfen.

Nennt man:

- P den Druck auf die Umfangsfläche des Zapfens;
 P₁ den Druck auf die Grundfläche des Zapfens;
 n, d, f, e wie bei Nr. 119;
 so ist:

$$e = \frac{n d f}{1910} \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right)$$

121.

Reibung auf der schiefen Ebene.

Nennt man:

- Q das Gewicht des Körpers;
 α den Neigungswinkel der schiefen Ebene gegen den Horizont;
 P die Kraft in Kilogrammen, welche erforderlich ist, um den Körper längs der schiefen Ebene hinaufzuziehen;
 p die Kraft, welche erforderlich ist, um das Herabgleiten des Körpers längs der schiefen Ebene zu verhindern;
 β den Winkel, welchen die Richtung von P oder von p mit der schiefen Ebene bildet;
 f den Reibungs-Coefficienten;
 so ist:

$$P = Q \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \beta + f \sin \beta}$$

$$P = Q \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \beta - f \sin \beta}$$

122.

Reibung bei der Schraube.

Wenn eine Schraube mit Mutter angewendet wird, kommen jederzeit zweierlei Reibungen vor. 1) Die Reibung zwischen Mutter und Spindel. 2) Die Reibung des Theiles, welcher gedreht wird (Mutter oder Spindel) gegen eine gewisse Widerhaltfläche. Nennt man

P die Kräfte, welche am äusseren Umfang der Schraubenfläche wirken müssen, um jene beiden Reibungswiderstände und den Hauptwiderstand Q zu überwinden;

Q die Kraft in Kilogrammen, mit welcher Mutter und Spindel nach der Richtung ihrer Axen gegen einander gepresst werden;

α den Neigungswinkel der äusseren Schraubenlinie der Spindel;

β für eine Schraube mit dreieckigem Gewind die Hälfte des Kantenwinkels;

D den Durchmesser der Schraubenspindel;

d, d_1 den äusseren und den inneren Durchmesser der im allgemeinen ringförmigen Berührungsfläche zwischen dem sich drehenden Theile und der Widerhaltfläche;

f, f_1 die Reibungs-Coeffizienten, welche den Widerständen F und F_1 entsprechen.

So ist annähernd:

für Schrauben mit flachen Gewinden

$$P = Q \frac{\tan \alpha + f}{1 - f \tan \alpha}$$

für Schrauben mit scharfen Gewinden

$$P = Q \frac{\tan \alpha \cos \beta + f}{\cos \beta - f \tan \alpha}$$

$$P_1 = \frac{2}{3} \frac{Q}{D} \frac{d_1^3 - d^3}{d_1 - d} f_1$$

7.

2205031

123.

Reibung bei der Schraube ohne Ende.

Die Kraft P , welche am Umfange der Schraube ohne Ende wirken muss, um die zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades stattfindende Reibung und den Hauptwiderstand Q zu überwinden, ist annähernd:

$$\text{für eine Schraube mit flachen Gewinden} \quad P = Q \frac{\tan \alpha + f}{1 - f \tan \alpha}$$

$$\text{für eine Schraube mit scharfen Gewinden} \quad P = Q \frac{\tan \alpha \cos \beta + f}{\cos \beta - f \tan \alpha}$$

wobei Q den Widerstand bedeutet, welcher am Umfang des Rades der Bewegung entgegenwirkt, und α β wie in voriger Nr. zu verstehen sind.

124.

Reibungswiderstand der verzahnten Räder.

Nennt man:

- Q die Kraft, welche am Umfange der Räder wirkt;
 - M die Anzahl der Zähne des grösseren und kleineren Rades;
 - R den Halbmesser des grösseren Rades in Metern;
 - n die Anzahl der Umdrehungen des Rades R in einer Minute;
 - α den Winkel, welchen bei Kegelrädern die Axen derselben mit einander bilden;
 - f den Reibungs-Coeffizienten, welcher den auf einander wirkenden Zahnflächen entspricht;
 - F die Kraft in Kilogrammen, welche am Umfange der Räder wirkend, die Reibung der Zähne zu überwinden vermag;
 - e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Zahnreibung erforderlich ist; — so ist annähernd:
- a) Für Stirnräder mit äusserer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m} \right)$$

$$e = 0.1047 n R f Q \pi \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m} \right)$$





.

.

.

.

.

.

b) Für Stirnräder mit innerer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M} \right)$$

$$e = 0.1047 \pi R f Q \pi \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M} \right)$$

c) Für Kegeiräder mit äußerer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M m} \cos \alpha}$$

$$e = 0.1047 \pi R f Q \pi \sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M m} \cos \alpha}$$

125.

Reibung eines Seiles um einen ruhenden Cylinder.

Nennt man:

- s die Länge des Bogens, längs welchem der Cylinder vom Seil berührt wird;
- r den Halbmesser des Cylinders;
- f den Reibungs-Coeffizienten;
- $e = 2.718$ die Basis der natürlichen Logarithmen;
- Q den Widerstand oder die Last, welche an einem der beiden Enden des Seiles wirkt;
- P die Kraft, welche an dem andern Ende des Seiles wirken muss, um sowohl Q als auch die am Umfang des Cylinders stattfindende Reibung zu überwinden; so ist:

$$P = Q e^{f \frac{s}{r}}$$

126.

Reibung einer liegenden Transmissionswelle.

Nennt man:

- E den Effekt in Klgmtr., welchen die Welle überträgt;
- e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Gewicht der Welle entsteht;

L die Länge der Welle in Metern;

f den Reibungs-Coeffizienten für die Berührung zwischen der Welle und den Lagern;

so ist, wenn die Welle eine der Kraft, welche dieselbe überträgt, angemessene Stärke hat:

$$\frac{e}{E} = \frac{1}{60} L f$$

Hinsichtlich des Effektverlustes, welcher aus dem Gewicht einer Welle entspringt, ist daher eine starke und langsam gehende Transmission gleich einer schwachen und schnellaufenden.

127.

Effektverlust einer Uebersetzung mit Rollen und Riemen.

Nennt man:

d, d_1 die Durchmesser der beiden Wellen;

D, D_1 die Durchmesser der mit denselben verbundenen Rollen;

E den Effekt in Klgmtr., welcher vermittelt der Rollen- und vermittelt des Riemens von einer Axe auf die andere übertragen wird;

f den Reibungs-Coeffizienten für die Bewegung der Axen in den Lagern;

e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Druck entsteht, mit welchem die Axen, vermöge der in dem Riemen herrschenden Spannungen, gegen die Lager gepresst werden; —

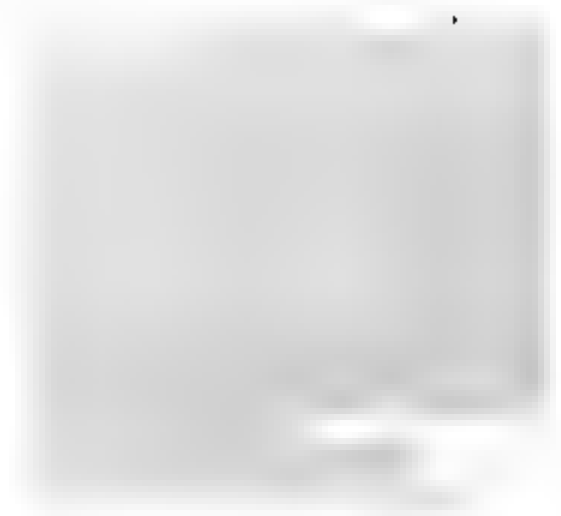
so ist, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen wird; und wenn ferner die Spannung des Riemens gerade nur so gross ist, dass kein Gleiten des Riemens eintritt:

$$\frac{e}{E} = 3 f \left(\frac{d}{D} + \frac{d_1}{D_1} \right)$$

128.

Steifheit der Seile.

Die genaue Berechnung des Widerstandes, den die Seile durch ihre Steifheit verursachen, ist für praktische Berechnungen zu um-



ständig; annähernd findet man diesen Widerstand durch folgenden Ausdruck:

$$0.26 Q \frac{\delta^2}{D} \text{ Kilogr.}$$

Dabei bezeichnet:

Q die Spannung, die in dem sich aufwickelnden Seilstück vorhanden ist;

δ den Durchmesser des Seiles in Centimetern;

D den Durchmesser der Rolle in Centimetern.

Um sowohl den Widerstand Q , als auch die Steifheit des Seiles zu überwinden, ist demnach an dem ablaufenden Seilstück eine Kraft erforderlich von:

$$Q \left(1 + 0.26 \frac{\delta^2}{D} \right) \text{ Kilogr.}$$

129.

Annäherungs-Ausdruck für $\sqrt{x^2 + y^2}$

Die Berechnung der Widerstände, welche bei zusammengesetzteren Maschinen vorkommen, wird oft sehr verwickelt, weil man auf Ausdrücke von der Form $\sqrt{x^2 + y^2}$ geführt wird; es ist daher für derlei Rechnungen sehr wünschenswerth, für jene Wurzelgrösse einen Ausdruck von der Form: $\alpha x + \beta y$ ausfindig zu machen. Die Constanten α und β können, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen der Werth des Verhältnisses $\frac{x}{y}$ liegt, nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt werden.

Es sei:

tang. φ_1 und tang. φ_0 der grösste und der kleinste Werth von $\frac{x}{y}$ innerhalb welchen der wahre Werth dieses Verhältnisses liegt, dann findet man die Werthe von α und β , durch welche die Differenz $\sqrt{x^2 + y^2} - (\alpha x + \beta y)$ zwischen dem wahren und dem Annäherungs-Ausdruck möglichst klein ausfällt, durch folgende Ausdrücke:

$$\alpha = 2 \frac{\cos \varphi_0 - \cos \varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin (\varphi_1 - \varphi_0)}$$

$$\beta = 2 \frac{\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin (\varphi_1 - \varphi_0)}$$

Wenn man also weiss, dass $\frac{x}{y} > \tan \varphi_0$, $\frac{x}{y} < \tan \varphi_1$ ist, so kann man setzen:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 2 \frac{\cos \varphi_0 - \cos \varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)} x + 2 \frac{\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)} y$$

Gewöhnlich weiss man über die Werthe von x und y nur, welcher von denselben der grössere ist. Es sei also:

$$y > x$$

dann ist:

$$\begin{aligned} \tan \varphi_0 &= 0 & \tan \varphi_1 &= 1 \\ \varphi_0 &= 0 & \varphi_1 &= \frac{\pi}{4} \end{aligned}$$

und man findet:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0.393 x + 0.947 y$$

Diese Formeln haben nur dann zur Vereinfachung von Rechnungen einen Werth, wenn x und y Ausdrücke sind, welche die zu suchenden Grössen enthalten, oder auch wenn x und y selbst die zu suchenden Grössen sind.

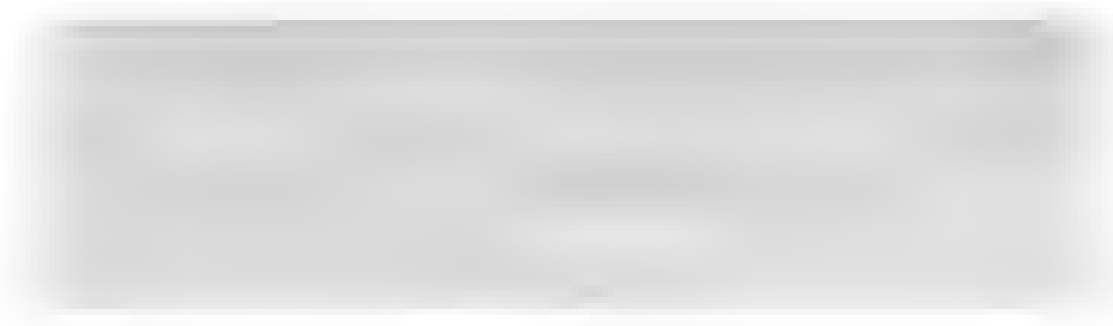
130.

Flaschenzüge.

Nennt man:

- δ den Durchmesser des Seiles in Centimetern;
- d den Durchmesser der Axen, auf welchen sich die Rollen drehen, in Centimetern;
- D den Durchmesser der Rollen in Centimetern;
- f den Reibungs-Coeffizienten für die Reibung der Rollen auf den Axen;
- n die Anzahl der Rollen einer Flasche:
- Q in Kilogrammen die an den Flaschenzug gehängte Last, welche gehoben werden soll;
- P die Kraft in Kilogrammen, welche an dem freien Ende des Seiles wirken muss, um die Last aufzuziehen;
- T die Spannung in Kilogrammen des innersten, an die unbewegliche Flasche befestigten Seilstückes, so ist:

$$\frac{Q}{P} = \frac{K^n - 1}{K^n (K - 1)}$$



.

.

$$T = \frac{P}{K^2}$$

$$K = 1 + 0.26 \frac{\delta^2}{D} + 2 f \frac{d}{D}$$

Setzt man: $\delta = 3$, $d = 5$, $D = 27$, $f = 0.16$, so wird $K = 1.15$ und dann findet man:

n	$=$	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{Q}{2nP}$	$=$	0.75	0.63	0.56	0.50	0.45	0.40	0.37
$\frac{T}{P}$	$=$	0.57	0.43	0.33	0.25	0.18	0.14	0.10

Die wichtigsten Abmessungen für Flaschenzüge sind:

a) Flaschenzüge mit Seilen.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . . $n =$	2	3	4
Durchmesser des Seiles in Centimetern . . .	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	7δ	7δ	7δ
P Zugkraft am freien Seil-Ende	$81\delta^2$	$81\delta^2$	$81\delta^2$
Q Last, welche mit Sicherheit an den Flaschenzug gehängt werden darf	$243\delta^2$	$308\delta^2$	$365\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher sich die Rollen drehen	0.9δ	1.1δ	1.2δ

b) Flaschenzüge für Ketten.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . . $n =$	2	3	4
Durchmesser des Ketteneisens	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	21δ	21δ	21δ
Zugkraft am freien Ende der Kette	$1300\delta^2$	$1300\delta^2$	$1300\delta^2$
Last, welche mit Sicherheit gehoben werden kann	$3900\delta^2$	$5040\delta^2$	$5850\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher die Rollen sich drehen	3.5δ	4δ	4.3δ

FÜNFTER ABSCHNITT.

Resultate aus der Hydraulik.

Tafel XXXII.

Ausfluß des Wassers.

180.

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus einer Oeffnung in einer dünnen Wand ausfließt.

Es müssen hier mehrere Fälle unterschieden werden.

- a. Die Oeffnung mündet in die freie Luft und befindet sich in einer Seitenwand, Fig. 4. In diesem Falle ist die Geschwindigkeit V , mit welcher ein Wassertheilchen in einem Punkt austritt, der sich in einer Tiefe h unter der Oberfläche des Wassers befindet, gleich $\sqrt{2gh}$; dagegen ist die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch die ganze Oeffnung ausfließt, $\sqrt{2gH}$; wobei H die Tiefe des Schwerpunktes der Ausflussöffnung unter dem Wasserspiegel bedeutet. Die erstere dieser Regeln ist genau, die letztere ist nur annähernd richtig, und die Annäherung ist um so grösser, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit der Tiefe H sind.
- b. Die Oeffnung mündet ins Freie, und befindet sich am Boden des Gefäßes, Fig. 5. Hier ist die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in irgend einem Punkt der Oeffnung austritt, so wie auch die mittlere Geschwindigkeit nahe $\sqrt{2gh}$. Diese Regel ist um so genauer, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit h sind.
- c. Die Ausflussöffnung befindet sich unter Wasser an irgend einem Ort der Gefäßwand, Fig. 6. Bezeichnet man den Vertikalabstand der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefäßes mit h , so ist die Ausflussgeschwindigkeit gleich $\sqrt{2gh}$.

132.

Tabelle der Geschwindigkeiten und zugehörigen Druckhöhen.

Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
0·01	0·00001	0·40	0·00816	0·79	0·0318	1·18	0·0710
0·02	0·00002	0·41	0·00860	0·80	0·0326	1·19	0·0722
0·03	0·00005	0·42	0·00900	0·81	0·0334	1·20	0·0734
0·04	0·00009	0·43	0·00940	0·82	0·0343	1·21	0·0746
0·05	0·00013	0·44	0·00980	0·83	0·0351	1·22	0·0758
0·06	0·00019	0·45	0·01030	0·84	0·0360	1·23	0·0771
0·07	0·00026	0·46	0·01080	0·85	0·0368	1·24	0·0783
0·08	0·00034	0·47	0·01120	0·86	0·0377	1·25	0·0797
0·09	0·00043	0·48	0·01170	0·87	0·0386	1·26	0·0809
0·10	0·00051	0·49	0·01220	0·88	0·0395	1·27	0·0822
0·11	0·00062	0·50	0·01270	0·89	0·0404	1·28	0·0835
0·12	0·00074	0·51	0·0132	0·90	0·0413	1·29	0·0848
0·13	0·00087	0·52	0·0138	0·91	0·0422	1·30	0·0861
0·14	0·00101	0·53	0·0143	0·92	0·0431	1·31	0·0875
0·15	0·00115	0·54	0·0148	0·93	0·0441	1·32	0·0888
0·16	0·00131	0·55	0·0154	0·94	0·0450	1·33	0·0901
0·17	0·00148	0·56	0·0160	0·95	0·0460	1·34	0·0915
0·18	0·00166	0·57	0·0165	0·96	0·0470	1·35	0·0929
0·19	0·00185	0·58	0·0171	0·97	0·0480	1·36	0·0943
0·20	0·00204	0·59	0·0177	0·98	0·0490	1·37	0·0957
0·21	0·00225	0·60	0·0184	0·99	0·0500	1·38	0·0970
0·22	0·00247	0·61	0·0190	1·00	0·0510	1·39	0·0984
0·23	0·00270	0·62	0·0196	1·01	0·0520	1·40	0·0999
0·24	0·00294	0·63	0·0202	1·02	0·0530	1·41	0·1013
0·25	0·00319	0·64	0·0209	1·03	0·0541	1·42	0·1028
0·26	0·00345	0·65	0·0215	1·04	0·0551	1·43	0·1042
0·27	0·00372	0·66	0·0222	1·05	0·0562	1·44	0·1057
0·28	0·00400	0·67	0·0229	1·06	0·0573	1·45	0·1072
0·29	0·00429	0·68	0·0236	1·07	0·0584	1·46	0·1086
0·30	0·00459	0·69	0·0243	1·08	0·0595	1·47	0·1101
0·31	0·00490	0·70	0·0250	1·09	0·0606	1·48	0·1116
0·32	0·00522	0·71	0·0257	1·10	0·0617	1·49	0·1131
0·33	0·00555	0·72	0·0264	1·11	0·0628	1·50	0·1147
0·34	0·00589	0·73	0·0272	1·12	0·0639	1·51	0·1162
0·35	0·00624	0·74	0·0279	1·13	0·0651	1·52	0·1177
0·36	0·00660	0·75	0·0287	1·14	0·0662	1·53	0·1193
0·37	0·00697	0·76	0·0295	1·15	0·0674	1·54	0·1209
0·38	0·00735	0·77	0·0302	1·16	0·0686	1·55	0·1225
0·39	0·00775	0·78	0·0310	1·17	0·0698	1·56	0·1241

Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
1.57	0.1257	2.01	0.2059	2.45	0.3060	2.89
1.58	0.1273	2.02	0.2080	2.46	0.3085	2.90
1.59	0.1289	2.03	0.2100	2.47	0.3110	2.91
1.60	0.1305	2.04	0.2121	2.48	0.3135	2.92
1.61	0.1321	2.05	0.2142	2.49	0.3160	2.93
1.62	0.1337	2.06	0.2163	2.50	0.3186	2.94
1.63	0.1354	2.07	0.2184	2.51	0.3211	2.95
1.64	0.1371	2.08	0.2205	2.52	0.3237	2.96
1.65	0.1388	2.09	0.2226	2.53	0.3263	2.97
1.66	0.1405	2.10	0.2248	2.54	0.3289	2.98
1.67	0.1422	2.11	0.2269	2.55	0.3315	2.99
1.68	0.1440	2.12	0.2291	2.56	0.3341	3.00
1.69	0.1456	2.13	0.2313	2.57	0.3367	3.01
1.70	0.1473	2.14	0.2334	2.58	0.3393	3.02
1.71	0.1490	2.15	0.2356	2.59	0.3419	3.03
1.72	0.1508	2.16	0.2378	2.60	0.3446	3.04
1.73	0.1525	2.17	0.2400	2.61	0.3472	3.05
1.74	0.1543	2.18	0.2422	2.62	0.3499	3.06
1.75	0.1561	2.19	0.2444	2.63	0.3526	3.07
1.76	0.1579	2.20	0.2467	2.64	0.3553	3.08
1.77	0.1597	2.21	0.2490	2.65	0.3580	3.09
1.78	0.1615	2.22	0.2512	2.66	0.3607	3.10
1.79	0.1633	2.23	0.2535	2.67	0.3634	3.11
1.80	0.1651	2.24	0.2557	2.68	0.3661	3.12
1.81	0.1670	2.25	0.2580	2.69	0.3688	3.13
1.82	0.1688	2.26	0.2603	2.70	0.3716	3.14
1.83	0.1707	2.27	0.2626	2.71	0.3744	3.15
1.84	0.1726	2.28	0.2649	2.72	0.3771	3.16
1.85	0.1745	2.29	0.2673	2.73	0.3799	3.17
1.86	0.1763	2.30	0.2696	2.74	0.3827	3.18
1.87	0.1782	2.31	0.2720	2.75	0.3855	3.19
1.88	0.1801	2.32	0.2743	2.76	0.3883	3.20
1.89	0.1820	2.33	0.2767	2.77	0.3911	3.21
1.90	0.1840	2.34	0.2791	2.78	0.3939	3.22
1.91	0.1859	2.35	0.2815	2.79	0.3967	3.23
1.92	0.1878	2.36	0.2839	2.80	0.3996	3.24
1.93	0.1898	2.37	0.2863	2.81	0.4025	3.25
1.94	0.1918	2.38	0.2887	2.82	0.4054	3.26
1.95	0.1938	2.39	0.2911	2.83	0.4082	3.27
1.96	0.1958	2.40	0.2936	2.84	0.4111	3.28
1.97	0.1978	2.41	0.2960	2.85	0.4140	3.29
1.98	0.1998	2.42	0.2985	2.86	0.4169	3.30
1.99	0.2018	2.43	0.3010	2.87	0.4198	3.31
2.00	0.2039	2.44	0.3034	2.88	0.4228	3.32



Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
0.5652	3.77	0.7245	4.21	0.9035	4.65	1.1022
0.5686	3.78	0.7283	4.22	0.9078	4.66	1.1069
0.5721	3.79	0.7322	4.23	0.9121	4.67	1.1117
0.5755	3.80	0.7361	4.24	0.9164	4.68	1.1164
0.5789	3.81	0.7400	4.25	0.9207	4.69	1.1212
0.5823	3.82	0.7438	4.26	0.9251	4.70	1.1260
0.5858	3.83	0.7478	4.27	0.9294	4.71	1.1308
0.5893	3.84	0.7517	4.28	0.9337	4.72	1.1356
0.5927	3.85	0.7556	4.29	0.9381	4.73	1.1404
0.5962	3.86	0.7595	4.30	0.9425	4.74	1.1452
0.5997	3.87	0.7634	4.31	0.9469	4.75	1.1501
0.6032	3.88	0.7674	4.32	0.9513	4.76	1.1549
0.6067	3.89	0.7713	4.33	0.9557	4.77	1.1598
0.6102	3.90	0.7753	4.34	0.9601	4.78	1.1647
0.6138	3.91	0.7793	4.35	0.9646	4.79	1.1695
0.6173	3.92	0.7833	4.36	0.9690	4.80	1.1744
0.6209	3.93	0.7873	4.37	0.9734	4.81	1.1793
0.6244	3.94	0.7913	4.38	0.9779	4.82	1.1842
0.6280	3.95	0.7953	4.39	0.9823	4.83	1.1891
0.6316	3.96	0.7993	4.40	0.9869	4.84	1.1941
0.6352	3.97	0.8034	4.41	0.9913	4.85	1.1990
0.6388	3.98	0.8074	4.42	0.9958	4.86	1.2040
0.6424	3.99	0.8115	4.43	1.0003	4.87	1.2090
0.6460	4.00	0.8156	4.44	1.0048	4.88	1.2139
0.6497	4.01	0.8197	4.45	1.0094	4.89	1.2189
0.6533	4.02	0.8238	4.46	1.0140	4.90	1.2239
0.6569	4.03	0.8279	4.47	1.0185	4.91	1.2289
0.6606	4.04	0.8320	4.48	1.0231	4.92	1.2339
0.6643	4.05	0.8361	4.49	1.0276	4.93	1.2389
0.6680	4.06	0.8402	4.50	1.0322	4.94	1.2440
0.6717	4.07	0.8444	4.51	1.0368	4.95	1.2490
0.6754	4.08	0.8485	4.52	1.0414	4.96	1.2541
0.6791	4.09	0.8527	4.53	1.0460	4.97	1.2591
0.6828	4.10	0.8569	4.54	1.0507	4.98	1.2642
0.6866	4.11	0.8611	4.55	1.0553	4.99	1.2693
0.6903	4.12	0.8653	4.56	1.0599	5.00	1.2744
0.6940	4.13	0.8695	4.57	1.0646	5.01	1.2795
0.6978	4.14	0.8737	4.58	1.0692	5.02	1.2846
0.7016	4.15	0.8779	4.59	1.0739	5.03	1.2897
0.7054	4.16	0.8821	4.60	1.0786	5.04	1.2948
0.7092	4.17	0.8864	4.61	1.0833	5.05	1.3000
0.7130	4.18	0.8906	4.62	1.0880	5.06	1.3051
0.7168	4.19	0.8949	4.63	1.0927	5.07	1.3103
0.7206	4.20	0.8992	4.64	1.0974	5.08	1.3155

Geschwindigkeit	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
5.09	1.3206	5.53	1.5588	5.97	1.8168	6.41	2.0945
5.10	1.3258	5.54	1.5645	5.98	1.8229	6.42	2.1010
5.11	1.3311	5.55	1.5701	5.99	1.8290	6.43	2.1075
5.12	1.3363	5.56	1.5758	6.00	1.8351	6.44	2.1141
5.13	1.3315	5.57	1.5815	6.01	1.8412	6.45	2.1207
5.14	1.3467	5.58	1.5872	6.02	1.8473	6.46	2.1273
5.15	1.3520	5.59	1.5929	6.03	1.8535	6.47	2.1338
5.16	1.3572	5.60	1.5986	6.04	1.8596	6.48	2.1404
5.17	1.3625	5.61	1.6043	6.05	1.8658	6.49	2.1471
5.18	1.3678	5.62	1.6100	6.06	1.8720	6.50	2.1537
5.19	1.3730	5.63	1.6157	6.07	1.8782	6.51	2.1603
5.20	1.3784	5.64	1.6215	6.08	1.8843	6.52	2.1670
5.21	1.3837	5.65	1.6272	6.09	1.8905	6.53	2.1736
5.22	1.3890	5.66	1.6330	6.10	1.8968	6.54	2.1803
5.23	1.3943	5.67	1.6388	6.11	1.9030	6.55	2.1869
5.24	1.3996	5.68	1.6446	6.12	1.9092	6.56	2.1936
5.25	1.4050	5.69	1.6503	6.13	1.9155	6.57	2.2003
5.26	1.4103	5.70	1.6562	6.14	1.9217	6.58	2.2070
5.27	1.4157	5.71	1.6620	6.15	1.9280	6.59	2.2137
5.28	1.4211	5.72	1.6678	6.16	1.9343	6.60	2.2205
5.29	1.4265	5.73	1.6736	6.17	1.9405	6.61	2.2272
5.30	1.4319	5.74	1.6795	6.18	1.9468	6.62	2.2339
5.31	1.4373	5.75	1.6854	6.19	1.9531	6.63	2.2407
5.32	1.4427	5.76	1.6912	6.20	1.9595	6.64	2.2474
5.33	1.4481	5.77	1.6971	6.21	1.9658	6.65	2.2542
5.34	1.4535	5.78	1.7030	6.22	1.9721	6.66	2.2610
5.35	1.4590	5.79	1.7089	6.23	1.9785	6.67	2.2678
5.36	1.4645	5.80	1.7148	6.24	1.9848	6.68	2.2746
5.37	1.4699	5.81	1.7207	6.25	1.9912	6.69	2.2814
5.38	1.4754	5.82	1.7266	6.26	1.9976	6.70	2.2883
5.39	1.4809	5.83	1.7326	6.27	2.0039	6.71	2.2951
5.40	1.4864	5.84	1.7385	6.28	2.0103	6.72	2.3019
5.41	1.4919	5.85	1.7445	6.29	2.0167	6.73	2.3088
5.42	1.4975	5.86	1.7505	6.30	2.0232	6.74	2.3156
5.43	1.5030	5.87	1.7564	6.31	2.0296	6.75	2.3225
5.44	1.5085	5.88	1.7624	6.32	2.0361	6.76	2.3294
5.45	1.5141	5.89	1.7684	6.33	2.0425	6.77	2.3363
5.46	1.5196	5.90	1.7744	6.34	2.0490	6.78	2.3432
5.47	1.5252	5.91	1.7805	6.35	2.0554	6.79	2.3501
5.48	1.5308	5.92	1.7865	6.36	2.0619	6.80	2.3571
5.49	1.5364	5.93	1.7925	6.37	2.0684	6.81	2.3640
5.50	1.5420	5.94	1.7986	6.38	2.0749	6.82	2.3709
5.51	1.5476	5.95	1.8046	6.39	2.0814	6.83	2.3779
5.52	1.5532	5.96	1.8107	6.40	2.0879	6.84	2.3849



Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.
M	M	M	M	M.	M	■
2·3919	7·29	2·7090	7·73	3·0459	8·17	3·4025
2·3989	7·30	2·7164	7·74	3·0538	8·18	3·4108
2·4059	7·31	2·7239	7·75	3·0617	8·19	3·4192
2·4129	7·32	2·7313	7·76	3·0696	8·20	3·4275
2·4199	7·33	2·7388	7·77	3·0775	8·21	3·4359
2·4269	7·34	2·7463	7·78	3·0854	8·22	3·4443
2·4339	7·35	2·7538	7·79	3·0933	8·23	3·4526
2·4410	7·36	2·7613	7·80	3·1013	8·24	3·4610
2·4481	7·37	2·7688	7·81	3·1092	8·25	3·4695
2·4551	7·38	2·7763	7·82	3·1172	8·26	3·4779
2·4622	7·39	2·7838	7·83	3·1252	8·27	3·4863
2·4693	7·40	2·7914	7·84	3·1332	8·28	3·4947
2·4764	7·41	2·7989	7·85	3·1412	8·29	3·5032
2·4835	7·42	2·8065	7·86	3·1492	8·30	3·5116
2·4906	7·43	2·8140	7·87	3·1572	8·31	3·5201
2·4978	7·44	2·8216	7·88	3·1652	8·32	3·5286
2·5049	7·45	2·8292	7·89	3·1733	8·33	3·5371
2·5121	7·46	2·8368	7·90	3·1813	8·34	3·5455
2·5192	7·47	2·8444	7·91	3·1894	8·35	3·5541
2·5264	7·48	2·8521	7·92	3·1974	8·36	3·5626
2·5336	7·49	2·8597	7·93	3·2055	8·37	3·5711
2·5408	7·50	2·8673	7·94	3·2136	8·38	3·5796
2·5480	7·51	2·8750	7·95	3·2217	8·39	3·5882
2·5552	7·52	2·8826	7·96	3·2298	8·40	3·5968
2·5624	7·53	2·8903	7·97	3·2380	8·41	3·6053
2·5696	7·54	2·8980	7·98	3·2461	8·42	3·6139
2·5769	7·55	2·9057	7·99	3·2542	8·43	3·6225
2·5841	7·56	2·9134	8·00	3·2624	8·44	3·6311
2·5914	7·57	2·9211	8·01	3·2705	8·45	3·6397
2·5987	7·58	2·9288	8·02	3·2787	8·46	3·6483
2·6060	7·59	2·9365	8·03	3·2869	8·47	3·6570
2·6132	7·60	2·9443	8·04	3·2951	8·48	3·6656
2·6205	7·61	2·9520	8·05	3·3033	8·49	3·6743
2·6279	7·62	2·9598	8·06	3·3115	8·50	3·6829
2·6352	7·63	2·9676	8·07	3·3197	8·51	3·6916
2·6425	7·64	2·9754	8·08	3·3280	8·52	3·7003
2·6499	7·65	2·9832	8·09	3·3362	8·53	3·7090
2·6572	7·66	2·9910	8·10	3·3445	8·54	3·7177
2·6646	7·67	2·9989	8·11	3·3527	8·55	3·7264
2·6720	7·68	3·0066	8·12	3·3610	8·56	3·7351
2·6794	7·69	3·0144	8·13	3·3693	8·57	3·7438
2·6868	7·70	3·0223	8·14	3·3776	8·58	3·7526
2·6942	7·71	3·0301	8·15	3·3859	8·59	3·7613
2·7016	7·72	3·0380	8·16	3·3942	8·60	3·7701

Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.	Ge- schwin- digkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
8.61	3.7789	8.87	4.0105	9.13	4.2491	9.39	4.4945
8.62	3.7876	8.88	4.0196	9.14	4.2584	9.40	4.5041
8.63	3.7964	8.89	4.0286	9.15	4.2677	9.41	4.5137
8.64	3.8052	8.90	4.0377	9.16	4.2771	9.42	4.5233
8.65	3.8141	8.91	4.0468	9.17	4.2864	9.43	4.5329
8.66	3.8229	8.92	4.0559	9.18	4.2958	9.44	4.5425
8.67	3.8317	8.93	4.0650	9.19	4.3051	9.45	4.5522
8.68	3.8405	8.94	4.0741	9.20	4.3145	9.46	4.5618
8.69	3.8494	8.95	4.0832	9.21	4.3239	9.47	4.5715
8.70	3.8583	8.96	4.0923	9.22	4.3333	9.48	4.5811
8.71	3.8671	8.97	4.1015	9.23	4.3417	9.49	4.5908
8.72	3.8760	8.98	4.1106	9.24	4.3511	9.50	4.6005
8.73	3.8849	8.99	4.1198	9.25	4.3615	9.51	4.6102
8.74	3.8938	9.00	4.1290	9.26	4.3710	9.52	4.6199
8.75	3.9028	9.01	4.1381	9.27	4.3804	9.53	4.6296
8.76	3.9117	9.02	4.1473	9.28	4.3898	9.54	4.6394
8.77	3.9206	9.03	4.1565	9.29	4.3993	9.55	4.6490
8.78	3.9295	9.04	4.1657	9.30	4.4088	9.56	4.6588
8.79	3.9385	9.05	4.1750	9.31	4.4183	9.57	4.6685
8.80	3.9475	9.06	4.1832	9.32	4.4278	9.58	4.6783
8.81	3.9565	9.07	4.1924	9.33	4.4373	9.59	4.6880
8.82	3.9654	9.08	4.2017	9.34	4.4468	9.60	4.6978
8.83	3.9744	9.09	4.2109	9.35	4.4563	9.61	4.7076
8.84	3.9834	9.10	4.2212	9.36	4.4659	9.62	4.7174
8.85	3.9925	9.11	4.2305	9.37	4.4754	9.63	4.7272
8.86	4.0015	9.12	4.2398	9.38	4.4850	9.64	4.7370



1

1

133.

Theoretische Ausflussmenge.
Tafel XXXII.

Eine genaue Berechnung der Wassermenge, welche unter verschiedenen Umständen durch eine Oeffnung ausfliesst, ist ein bis jetzt noch nicht gelöstes Problem. Man erhält annähernd diese Wassermenge, welche per 1" durch eine Oeffnung ausfliesst, wenn man den Querschnitt A der Ausflussöffnung mit einer gewissen Geschwindigkeit multipliziert, die der mittleren Ausflussgeschwindigkeit möglichst nahe kommt. Die so berechnete Wassermenge Q nennt man die theoretische Wassermenge. Diese ist:

- a) wenn die Oeffnung in's Freie mündet: Fig. 4, 5.

$$Q = A \sqrt{2gh} \text{ Kubm. in 1"}$$

- b) wenn sich die Oeffnung unter Wasser befindet: Fig. 6,

$$Q = A \sqrt{2gh} \text{ Kubm. in 1"}$$

- c) für eine Ueberfall-Oeffnung: Fig. 7, 8, 9,

$$Q = b h \sqrt{2gh}$$

wobei b die Breite der Oeffnung, h die Höhe des Wassers im Zuflusskanal über dem horizontalen Rand der Oeffnung bedeutet.

134.

Wahre Ausflussmenge.
Tafel XXXII.

Um die wirklich ausfliessende Wassermenge zu finden, muss man die theoretische Wassermenge mit einem gewissen Erfahrungs-Coeffizienten k multiplizieren. Die Bedeutung desselben ist folgende:

- a) Wenn die Ausflussöffnung nach der natürlichen Zusammenziehung des Strahles gebildet ist, und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit bedeutet, ist die theoretische Formel ganz richtig, bedarf daher keiner Correktion, und der Coefficient k ist in diesem Falle gleich der Einheit.
- b) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit ausdrückt (wie diess bei Fig. 6 der Fall ist), so bedeutet der Coefficient k, mit

welchem die theoretische Wassermenge multipliziert werden muss, um die wirkliche zu finden, das Verhältniss zwischen dem Querschnitte des Strahles an dem Ort der stärksten Zusammensiehung und dem Querschnitt der Ausflussöffnung. Der Coefficient heisst in diesem Fall: Contraktions-Coeffizient.

- c) Wenn das Wasser ohne Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet der Coefficient k das Verhältniss zwischen der wahren mittleren Geschwindigkeit und der fehlerhaften $\sqrt{2gh}$. Der Coefficient kann in diesem Fall Geschwindigkeits-Coeffizient genannt werden.
- d) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt; bedeutet jener Coefficient das Produkt aus dem Contraktions- in den Geschwindigkeits-Coeffizienten, und kann in diesem Fall Correktions-Coeffizient genannt werden.

Coeffizienten k zur Berechnung der Ausflüsse.

135.

Contraktions-Coeffizienten für den Ausfluss aus vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden; vollständige Contraktion.

Die folgende Tabelle enthält die Coeffizienten, welche *Poncelet* und *Lebros* für diesen Fall durch zahlreiche Versuche gefunden haben. Die in der ersten Columnne enthaltenen Wasserstände beziehen sich auf den in einiger Entfernung vor der Oeffnung noch ungesenkten Wasserspiegel.



Tafel der Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus rechtwinkligen vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden, bei vollständiger Contraction, und Ausfluss in die freie Luft.

Druckhöhe über den oberen Rand der Oeffnung.	Coeffizienten für die Wassermenge, wenn die Höhe der Oeffnung ist:					
	0.20 ^m	0.10 ^m	0.05 ^m	0.03 ^m	0.02 ^m	0.01 ^m
m.						
0.000	„	„	„	„	„	„
0.005	„	„	„	„	„	0.705
0.010	„	„	0.607	0.630	0.660	0.701
0.015	„	0.593	0.612	0.632	0.660	0.697
0.020	0.572	0.596	0.615	0.634	0.659	0.694
0.030	0.578	0.600	0.620	0.638	0.659	0.688
0.040	0.582	0.603	0.623	0.640	0.658	0.683
0.050	0.585	0.605	0.625	0.640	0.658	0.679
0.060	0.587	0.607	0.627	0.640	0.657	0.676
0.070	0.588	0.609	0.628	0.639	0.656	0.673
0.080	0.589	0.610	0.629	0.638	0.656	0.670
0.090	0.591	0.610	0.629	0.637	0.655	0.668
0.100	0.592	0.611	0.630	0.637	0.654	0.666
0.120	0.593	0.612	0.630	0.636	0.653	0.663
0.140	0.595	0.613	0.630	0.635	0.651	0.660
0.160	0.596	0.614	0.631	0.634	0.650	0.658
0.180	0.597	0.615	0.630	0.634	0.649	0.657
0.200	0.598	0.615	0.630	0.633	0.648	0.655
0.250	0.599	0.616	0.630	0.632	0.646	0.653
0.300	0.600	0.616	0.629	0.632	0.644	0.650
0.400	0.602	0.617	0.628	0.631	0.642	0.647
0.500	0.603	0.617	0.628	0.630	0.640	0.644
0.600	0.604	0.617	0.627	0.630	0.638	0.642
0.700	0.604	0.616	0.627	0.629	0.637	0.640
0.800	0.605	0.616	0.627	0.629	0.636	0.637
0.900	0.605	0.615	0.626	0.628	0.634	0.635
1.000	0.605	0.615	0.626	0.628	0.633	0.632
1.100	0.604	0.614	0.625	0.627	0.631	0.629
1.200	0.604	0.614	0.624	0.626	0.628	0.626
1.300	0.603	0.613	0.622	0.624	0.625	0.622
1.400	0.603	0.612	0.621	0.622	0.622	0.618
1.500	0.602	0.611	0.620	0.620	0.619	0.615
1.600	0.602	0.611	0.618	0.618	0.617	0.613
1.700	0.602	0.610	0.617	0.616	0.615	0.612
1.800	0.601	0.609	0.615	0.615	0.614	0.612
1.900	0.601	0.608	0.614	0.613	0.612	0.611
2.000	0.601	0.607	0.613	0.612	0.612	0.611
3.000	0.601	0.603	0.606	0.608	0.610	0.609

136.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, Fig. 6, vollständige Contraction.

Für diesen Fall gelten ebenfalls die in der vorhergehenden Tabelle enthaltenen Coefficienten; es bedeuten aber dann die in der ersten Vertikal-Columnne enthaltenen Zahlen die Vertikalabstände der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes.

137.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen aus Oeffnungen in dünnen Wänden, unvollständige Contraction.

Diese Coefficienten werden gefunden, wenn man jene, welche der vollständigen Contraction entsprechen, mit folgenden Zahlen multipliziert.

a) rechtwinklige Oeffnungen:

Contraction auf 3 Seiten	1.035
„ „ 2 „	1.072
„ „ 1 „	1.125

b) nicht rechtwinklige Oeffnungen:

Nennt man:

p die Länge des Umfanges der Ausflussöffnung;

n die Länge von dem Theile des Umfanges, auf welchem keine Contraction statt findet;

so findet man die Coefficienten zur Berechnung der Ausflussmenge, wenn man jenen, welcher der vollständigen Contraction entspricht, noch mit

$$1 + 0.152 \frac{n}{p}$$

multipliziert.

138.

Coeffizienten für den Ausfluss aus kurzen cylindrischen Ansatzröhren.

Nach Versuchen von Eitelwein hat man folgende Tabelle:



Verhältniss zwischen der Länge und dem Durchmesser der An- satzröhren.		Entsprechende Coeffi- zienten für die Was- sermenge.	
1 oder kleiner als 1	0.62	
2 bis 3	0.82	
12	0.77	
24	0.73	
36	0.78	
43	0.63	
60	0.60	

139.

*Coeffizienten für den Ausfluss aus konisch convergirenden Ansatzröhren.
(Versuche von Kastel.)*

Um für diesen Fall die Ausflussmenge und Ausflussgeschwindigkeit zu berechnen, muss man den theoretischen Werth derselben mit den in folgender Tabelle enthaltenen Coeffizienten multiplizieren. Zur Berechnung der theoretischen Wassermenge ist der äussere kleinere Querschnitt der Ansatzröhre zu nehmen.

Conver- genz- winkel.	Coeffizienten für die		Conver- genz- winkel.	Coeffizienten für die	
	Ausfluss- menge.	Ausfluss- geschwindig- keit.		Ausfluss- menge.	Ausfluss- geschwindig- keit.
0°	0.829	0.830	20°	0.921	0.973
2°	0.872	0.870	22°	0.915	0.974
4°	0.905	0.902	24°	0.910	0.975
6°	0.924	0.924	26°	0.904	0.976
8°	0.937	0.940	28°	0.898	0.977
10°	0.943	0.950	30°	0.894	0.978
12°	0.946	0.950	35°	0.882	0.980
14°	0.943	0.964	40°	0.870	0.981
16°	0.939	0.969	45°	0.857	0.983
18°	0.930	0.972	50°	0.843	0.986

Bei einem Convergenzwinkel von 12° ist die Ausflussmenge ein Maximum.

140.

Coeffizienten für Schützenöffnungen, die nach einem Gerinne führen.
Tafel XXXII

Es sind hier mehrere Fälle zu unterscheiden:

- a) Wenn der Schützen schief steht und weder am Boden noch an den Seiten der Oeffnung Zusammenziehung stattfindet, hat man
 $k = 1 - 0.0043 \alpha^\circ$

wobei α° die Neigung des Schützens gegen den Horizont und k den Coefficienten für die Berechnung der Ausflussmenge bedeutet.

Für $\alpha = 40 \quad 45 \quad 50 \quad 55 \quad 60$
 wird $k = 0.83 \quad 0.81 \quad 0.79 \quad 0.76 \quad 0.74$

- b) Wenn der Schützen vertikal steht, hat die Anwesenheit des Gerinnes keinen Einfluss auf die ausströmende Wassermenge, so lange der Wasserstand über dem Mittelpunkt nicht unter:

0.50^m bis 0.60^m ist für Oeffnungen von 0.15^m bis 0.2^m Höhe

0.30 „ 0.40 „ „ „ „ 0.10 „
 0.20 „ „ „ „ „ 0.05 „

- c) Wenn der Wasserstand über dem Mittelpunkt der Oeffnung unter die so eben bezeichneten Grenzen fällt (was jedoch nur selten eintritt), hat die Anwesenheit des Gerinnes einigen Einfluss auf die Ausflussmenge, und die Coefficienten sind dann mit Hilfe der Figuren 10 bis 15 aus folgender Tabelle zu entnehmen.

Höhe der Oeffnung. <small>Met.</small>	Wasserstand über der Mitte der Oeffnung. <small>Met.</small>	Coefficienten der Ausflussmengen für die Anordnungen.					
		Fig. 10.	Fig. 11.	Fig. 12.	Fig. 13.	Fig. 14.	Fig. 15.
0.20	0.40	0.591	0.580	0.582	0.577	0.603	0.597
	0.24	0.559	0.552	0.550	0.548	0.576	0.573
	0.12	0.483	0.482	0.484	0.485	0.484	0.483
	0.16	0.590	0.580	0.583	0.585	0.606	0.604
0.10	0.11	0.562	0.560	0.561	0.562	0.566	0.564
	0.09	0.523	0.522	0.522	0.517	0.510	0.510
	0.06	0.464	0.463	0.462	0.462	0.460	0.460
	0.20	0.631	0.615	0.618	0.622	0.636	0.628
0.05	0.11	0.614	0.597	0.598	0.601	0.610	0.609
	0.05	0.495	0.493	0.486	0.490	0.462	0.501
	0.04	0.452	0.443	0.442	0.442	0.417	
0.03	0.20	0.632	0.631	0.632	0.635	0.650	0.651
	0.06	0.627	0.605	0.602	0.607	0.572	0.594



141.

Wassermenge bei Ueberfällen. Taf. XXXII, Fig. 7, 8, 9.

Nach den Versuchen von *Kastel* kann man zur Berechnung der Wassermengen bei Ueberfällen folgende Regeln aufstellen.

Nennt man:

B die Breite des Zuflusskanales;

b die Breite des Ueberfalles;

h die Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über den horizontalen Rand des Ueberfalls;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1" abfließt;

so ist:

$$Q = \left(0.381 + 0.062 \frac{b}{B}\right) b h \sqrt{2 g h}$$

Diese Formel gibt jedoch nur richtige Werthe, wenn:

- 1) der Querschnitt des Wasserkörpers im Zuflusskanal wenigstens 5 Mal so gross ist als der Querschnitt $b h$;
- 2) die Breite des Ueberfalls wenigstens $\frac{1}{3}$ von der Breite des Zuflusskanales beträgt;
- 3) die Oeffnung des Ueberfalles mit scharfen Kanten versehen ist;
- 4) die Kante des Ueberfalls wenigstens in einer Höhe $2 h$ über dem Spiegel des Unterwassers sich befindet.

Die Werthe von $\left(0.381 + 0.062 \frac{b}{B}\right)$ sind in folgender Tabelle enthalten:

$\frac{b}{B}$	=	0.33	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
$0.381 + 0.062 \frac{b}{B}$	=	0.401	0.406	0.412	0.419	0.424	0.431	0.437	0.443
$0.381 + 0.062 \frac{b}{B}$	=	0.905	0.916	0.930	0.945	0.957	0.973	0.986	1.000
<hr/>		<hr/>							
		0.443							

Wenn der Ueberfall eben so breit ist als der Zuflusskanal, fallen die Seitencontraktionen weg, und man hat dann nach den angeführten Versuchen:

$$Q = 0.443 b h \sqrt{2 g h}$$

Die folgende Tabelle gibt die Wassermenge in Kubik-Decimetern (Liter), welche bei Ueberfällen, die eben so breit sind als die Zuflusskanäle, in jeder Sekunde und auf jeden Meter Breite des Ueberfalls abfließen, oder mit andern Worten: man erhält aus dieser Tabelle die Werthe von $443 h \sqrt{2gh}$ für verschiedene Werthe von h .

142.

Tabelle der Wassermengen, welche bei vollkommenen Ueberfällen auf jeden Meter Breite bei verschiedenen Dicken der Wasserschicht abfließen. Kanal und Ueberfall gleich breit.

Wasser- stand. Meter.	Wasser- menge Liter.	Wasser- stand. Meter.	Wasser- menge Liter.	Wasser- stand. Meter.	Wasser- menge Liter.	Wasser- stand. Meter.	Wasser- menge Liter.	Wasser- stand. Meter.	Wasser- menge Liter.
0.050	22.1	0.080	44.4	0.130	92.1	0.180	150.1	0.230	216.6
0.051	22.6	0.082	46.1	0.132	94.3	0.182	152.5	0.235	223.6
0.052	23.3	0.084	47.8	0.134	96.2	0.184	154.9	0.240	230.6
0.053	24.3	0.086	49.5	0.136	98.5	0.186	157.3	0.245	237.9
0.054	24.6	0.088	51.2	0.138	100.7	0.188	160.1	0.250	245.2
0.055	25.3	0.090	53.0	0.140	103.0	0.190	162.5	0.255	252.6
0.056	26.0	0.092	54.7	0.142	105.0	0.192	165.0	0.260	260.1
0.057	26.7	0.094	56.5	0.144	107.4	0.194	167.5	0.265	267.8
0.058	27.4	0.096	58.3	0.146	109.4	0.196	170.4	0.270	275.5
0.059	28.1	0.098	60.2	0.148	111.8	0.198	172.9	0.275	282.8
0.060	28.8	0.100	62.0	0.150	114.2	0.200	175.8	0.280	290.6
0.061	29.6	0.102	63.8	0.152	116.3	0.202	177.9	0.285	298.6
0.062	30.3	0.104	65.9	0.154	118.4	0.204	180.9	0.290	306.7
0.063	31.0	0.106	67.8	0.156	120.9	0.206	183.9	0.295	314.3
0.064	31.8	0.108	69.7	0.158	123.4	0.208	186.1	0.300	322.6
0.065	32.5	0.110	71.7	0.160	125.6	0.210	189.1	0.305	330.3
0.066	33.3	0.112	73.4	0.162	128.1	0.212	190.1	0.310	338.8
0.067	34.0	0.114	75.6	0.164	130.3	0.214	195.6	0.315	346.7
0.068	34.8	0.116	77.8	0.166	132.9	0.216	196.6	0.320	355.4
0.069	35.6	0.118	79.6	0.168	133.2	0.218	199.7	0.325	363.4
0.070	36.3	0.120	81.7	0.170	137.8	0.220	202.4	0.330	371.9
0.072	37.9	0.122	83.8	0.172	140.0	0.222	205.2	0.335	380.6
0.074	39.5	0.124	85.6	0.174	142.3	0.224	207.9	0.340	388.9
0.076	40.1	0.126	88.0	0.176	144.7	0.226	210.6	0.345	397.3
0.078	42.7	0.128	90.0	0.168	147.4	0.228	213.4	0.350	406.5



143.

Vollkommene Ueberfälle ohne Contraktion des Strahles.

Ueberfälle haben gewöhnlich nur dann scharfe Kanten, wenn dieselben zur Messung der Wassermengen von Bächen gebraucht und zu diesem Zwecke besonders hergestellt werden. Die Wehre, welche zur Stauung des Wassers für technische Zwecke erbaut werden, erhalten jederzeit eine ebene oder abgerundete Krone, so dass das Wasser, ohne irgend eine Contraktion zu erleiden, von derselben herabstürzt. Die in 1" abfließende Wassermenge ist in diesem Falle, nach *Eitelwein*:

$$Q = 0.57 \, b \, h \, \sqrt{2 \, g \, h} \, \sqrt{1 + 0.115 \, \frac{u^2}{h}}$$

wobei Q b h die Bedeutung wie in Nr. 141 haben und u die Geschwindigkeit des Wassers im Flusse in einiger Entfernung vor dem Wehr bezeichnet.

Anlage der Wehre.

144.

Umstände, unter welchen die Erbauung eines Wehres zweckmässig oder nothwendig ist.

Die Erbauung eines Wehres ist nur dann möglich, wenn der Wasserspiegel eines Flusses auf eine längere Strecke über seinen natürlichen Stand gehoben werden darf. Die Erbauung eines Wehres ist zweckmässig oder nothwendig, 1) wenn kein natürliches Gefälle vorhanden ist und ein künstliches Gefälle hervorgebracht werden soll. 2) Wenn das vorhandene natürliche Gefälle nicht die wünschenswerthe Grösse hat, daher durch einen künstlichen Bau erhöht werden soll. 3) Wenn in einem Fluss oder Bach auf einer kurzen Strecke ein starkes Gefälle vorhanden ist, das auf einen Punkt concentrirt werden soll. 4) Wenn die natürlichen Veränderungen des Wasserstandes vermindert oder aufgehoben werden sollen. 5) Wenn das durch die Stauung hervorzu bringende Gefälle nicht mehr als 2.5^m beträgt. 6) Wenn zwei oder mehrere von den so eben angegebenen Umständen gleichzeitig vorhanden sind.

145.

Umstände, welche bestimmen, was für ein Wehr erbaut werden soll.

Ein Grundwehr wird angelegt, wenn die Wassermenge des Flusses nicht sehr veränderlich, und die hervorzubringende Stauung nicht zu gross ist. — Ein vollkommenes Ueberfallwehr wird an-

gelegt, wenn die hervorzubringende Stauung gross, und die Wassermenge wenig veränderlich ist. — Ein Schleussenwehr wird angelegt, wenn bei höchstem Wasserstande die Lokalverhältnisse gar keine Stauung gestatten. — Ein Ueberfall-Schleussenwehr wird angelegt, wenn bei sehr veränderlichem Wasserzufluss der Wasserstand ober dem Wehre immer auf derselben Höhe erhalten werden soll.

146.

Genaue Entscheidung der Frage, ob ein Grundwehr oder ein Ueberfallwehr angelegt werden soll.

Es sei:

- h die Stauung, welche durch das Wehr hervorgebracht werden soll;
- b die Breite des Wehres, welche in der Regel mit jener des Flusses übereinstimmt, manchmal aber auch grösser angenommen wird;
- Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in 1" über das Wehr fließen soll.

Ist die Wassermenge Q kleiner als $0.57 b h \sqrt{2 g h}$, so muss ein Ueberfallwehr gemacht werden. Ist Q grösser, so muss ein Grundwehr gemacht werden. Ist Q gleich $0.57 b h \sqrt{2 g h}$, so muss die Krone des Wehres bis an den ungestauten Spiegel des Flusses reichen.

147.

Höhe eines vollkommenen Ueberfallwehres.

Es sei:

- h die Höhe der Stauung, d. h. der Vertikalabstand der Wasserstände vor und hinter dem Wehr nach der Erbauung desselben;
- x die Tiefe der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel;
- b die Breite des Wehres;
- Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in 1" über das Wehr abfließen soll; dann ist, wenn die Wehrkrone abgerundet wird

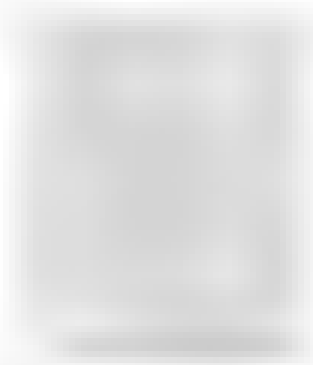
$$x = \left(\frac{Q}{0.57 b \sqrt{2 g h}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

148.

Höhe eines Grundwehres.

Es sei h Q b wie in Nr. 147, x die Tiefe der Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel, so ist

$$x = \frac{Q}{0.62 b \sqrt{2 g h}} - 0.92 h$$



149.

Berechnung der Stauweite.

Stauweite wird die Entfernung genannt, auf welche sich die stauende Wirkung eines Wehres stromaufwärts erstreckt. Nennt man: h die Stauhöhe, α den Neigungswinkel der Wasseroberfläche vor dem Einbau gegen den Horizont, so ist die Stauweite ungefähr gleich

$$h \cotg \alpha$$

Fabrik-Mandir.

150.

Umstände, welche für die Anlage eines Fabrik-Kanales sprechen.

Ein Kanal soll angelegt werden: 1) wenn es die Lokalverhältnisse nicht erlauben, den Wasserbau in dem Fluss aufzuführen; 2) wenn die zu betreibenden Maschinen gegen die Einwirkung der Hochwasser geschützt werden sollen; 3) wenn das zu treibende Werk wegen bestehender Eigenthums- oder Lokalverhältnisse an einem gewissen Ort in der Nähe des Flusses erbaut werden muss, nach welchem Ort ein Kanal geführt werden kann; 4) wenn ein bedeutendes Gefälle, welches ein Bach oder Fluss auf einer langen Strecke eines Laufes darbietet, zum Betrieb eines Werkes benutzt werden soll.

151.

Die gleichzeitige Anwendung eines Wehres und eines Kanales ist:

1) nothwendig, wenn überhaupt die Umstände sowohl auf die Erbauung eines Wehres als auch auf jene eines Kanals entschieden hinweisen; 2) wünschenswerth, wenn ein Kanal erbaut werden muss, damit das Wasser leichter und regelmässiger in den Kanal geleitet werden kann; 3) unnöthig, wenn der Zweck auch ohne Kanal erreicht werden kann, und wenn das Werk in den Fluss hineingebaut werden muss.

152.

Führung der Kanäle.

Die Ein- und Ausmündungspunkte werden vorzugsweise durch das Gefälle bestimmt, welches hervorgebracht werden soll. — Die Verbindungslinie dieser Punkte richtet sich nach Lokal- und Eigenthumsverhältnissen, so weit es diese erlauben, soll der Kanal gerade geführt werden. — Im Flachlande ist die zweckmässigste Baustelle meistens in der Nähe des Einmündungspunktes, so dass der Zuflusskanal (Obergraben) kurz und der Abflusskanal (Untergraben) lang ausfällt. Die Gründe, welche für eine solche Anlage

sprechen, sind folgende: 1) kann die Einlassschleuse leicht und schnell bedient werden; 2) im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschafft werden muss; im Untergraben dagegen entsteht, wegen des in denselben eindringenden wärmeren Horizontalwassers, nicht leicht Grundeis, und wenn es sich auch bildet, so kann es doch nicht leicht den Gang der Maschinen stören; 3) Veränderungen des Wasserstandes im Flusse verursachen, wenn der Untergraben lang ist, nur eine geringe Stauung am Anfange des letzteren; 4) die wasserdichte Herstellung der Kanaldämme des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden, und im Winter werden diese Dämme häufig durch Einfrieren zerrissen, die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren; 5) in der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Kanalzuges, und dann ist eine Anlage mit kurzem Oberkanal am billigsten. In Gebirgsthälern ist dagegen in der Regel eine Kanalanlage mit langem Obergraben zweckmässig, weil man da das Wasser an den Bergabhängen leicht fortleiten kann.

153.

Geschwindigkeit des Wassers im Kanal.

Nennt man:

- U die grösste Geschwindigkeit des Wassers in der Mitte des Kanals, und etwas unter der Oberfläche des Wassers;
- w die Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett;
- u die mittlere Geschwindigkeit;

so hat man:

- a) wenn U bekannt ist und u so wie auch w gesucht wird:

$$u = \frac{U (U + 2.37)}{U + 3.15}$$

$$w = 2u - U$$

- b) wenn u bekannt und U so wie auch w gesucht wird:

$$U = -\frac{1}{2} (2.37 - u) + \sqrt{\frac{1}{4} (2.37 - u)^2 + 3.15 u}$$

$$w = 2u - U$$

- c) wenn w bekannt und U so wie u gesucht wird:

$$U = -\frac{1}{2} (1.59 - w) + \sqrt{\frac{1}{4} (1.59 - w)^2 + 3.15 w}$$

$$u = \frac{w + U}{2}$$



.

.



Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von U und u.

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.
Meter	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
0·00	0·00000	0·40	0·31206	0·80	0·64190	1·20	1·98464
0·01	0·00754	0·41	0·32011	0·81	0·65033	1·21	1·99334
0·02	0·01508	0·42	0·32817	0·82	0·65877	1·22	1·00205
0·03	0·02264	0·43	0·33625	0·83	0·66721	1·23	1·01077
0·04	0·03022	0·44	0·34434	0·84	0·67566	1·24	1·01949
0·05	0·03781	0·45	0·35243	0·85	0·68412	1·25	1·02822
0·06	0·04542	0·46	0·36054	0·86	0·69258	1·26	1·03695
0·07	0·05304	0·47	0·36866	0·87	0·70106	1·27	1·04569
0·08	0·06068	0·48	0·37679	0·88	0·70954	1·28	1·05443
0·09	0·06833	0·49	0·38493	0·89	0·71803	1·29	1·06318
0·10	0·07599	0·50	0·39308	0·90	0·72653	1·30	1·07193
0·11	0·08367	0·51	0·40123	0·91	0·73503	1·31	1·08069
0·12	0·09137	0·52	0·40940	0·92	0·74354	1·32	1·08946
0·13	0·09907	0·53	0·41758	0·93	0·75206	1·33	1·09823
0·14	0·10679	0·54	0·42577	0·94	0·76058	1·34	1·10701
0·15	0·11453	0·55	0·43397	0·95	0·76912	1·35	1·11579
0·16	0·12228	0·56	0·44218	0·96	0·77766	1·36	1·12458
0·17	0·13004	0·57	0·45040	0·97	0·78621	1·37	1·13337
0·18	0·13782	0·58	0·45863	0·98	0·79476	1·38	1·14217
0·19	0·14560	0·59	0·46686	0·99	0·80332	1·39	1·15097
0·20	0·15341	0·60	0·47511	1·00	0·81189	1·40	1·15978
0·21	0·16122	0·61	0·48336	1·01	0·82047	1·41	1·16859
0·22	0·16905	0·62	0·49163	1·02	0·82905	1·42	1·17742
0·23	0·17689	0·63	0·49990	1·03	0·83764	1·43	1·18624
0·24	0·18475	0·64	0·50819	1·04	0·84623	1·44	1·19507
0·25	0·19261	0·65	0·51648	1·05	0·85484	1·45	1·20391
0·26	0·20049	0·66	0·52478	1·06	0·86345	1·46	1·21274
0·27	0·20838	0·67	0·53309	1·07	0·87206	1·47	1·22159
0·28	0·21629	0·68	0·54141	1·08	0·88068	1·48	1·23044
0·29	0·22420	0·69	0·54974	1·09	0·88931	1·49	1·23930
0·30	0·23213	0·70	0·55807	1·10	0·89795	1·50	1·24816
0·31	0·24007	0·71	0·56642	1·11	0·90659	1·51	1·25702
0·32	0·24802	0·72	0·57477	1·12	0·91523	1·52	1·26589
0·33	0·25599	0·73	0·58314	1·13	0·92389	1·53	1·27477
0·34	0·26396	0·74	0·59151	1·14	0·93255	1·54	1·28364
0·35	0·27195	0·75	0·59988	1·15	0·94122	1·55	1·29253
0·36	0·27995	0·76	0·60827	1·16	0·94989	1·56	1·30142
0·37	0·28796	0·77	0·61667	1·17	0·95857	1·57	1·31031
0·38	0·29598	0·78	0·62507	1·18	0·96726	1·58	1·31921
0·39	0·30401	0·79	0·63348	1·19	0·97595	1·59	1·32811

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Ober- fläche.	mittlere	an der Ober- fläche.	mittlere.	an der Ober- fläche.	mittlere.	an der Ober- fläche.	mittlere.
Meter.	Meter	Meter.	Meter	Meter	Meter.	Meter.	Meter
1.60	1.33701	1.96	1.66053	2.31	1.97966	2.66	2.30251
1.61	1.34593	1.97	1.66959	2.32	1.98884	2.67	2.31179
1.62	1.35485	1.98	1.67865	2.33	1.99802	2.68	2.32106
1.63	1.36377	1.99	1.68772	2.34	2.00720	2.69	2.33034
1.64	1.37269	2.00	1.69679	2.35	2.01639	2.70	2.33962
1.65	1.38162	2.01	1.70586	2.36	2.02557	2.71	2.34890
1.66	1.39056	2.02	1.71494	2.37	2.03476	2.72	2.35818
1.67	1.39950	2.03	1.72402	2.38	2.04396	2.73	2.36747
1.68	1.40844	2.04	1.73310	2.39	2.05315	2.74	2.37676
1.69	1.41739	2.05	1.74219	2.40	2.06235	2.75	2.38605
1.70	1.42634	2.06	1.75129	2.41	2.07156	2.76	2.39535
1.71	1.43529	2.07	1.76038	2.42	2.08076	2.77	2.40464
1.72	1.44425	2.08	1.76948	2.43	2.08997	2.78	2.41394
1.73	1.45322	2.09	1.77858	2.44	2.09918	2.79	2.42324
1.74	1.46219	2.10	1.78769	2.45	2.10840	2.80	2.43255
1.75	1.47116	2.11	1.79680	2.46	2.11761	2.81	2.44185
1.76	1.48014	2.12	1.80591	2.47	2.12683	2.82	2.45116
1.77	1.48912	2.13	1.81503	2.48	2.13606	2.83	2.46047
1.78	1.49811	2.14	1.82415	2.49	2.14528	2.84	2.46979
1.79	1.50710	2.15	1.83327	2.50	2.15451	2.85	2.47910
1.80	1.51609	2.16	1.84239	2.51	2.16374	2.86	2.48842
1.81	1.52509	2.17	1.85152	2.52	2.17297	2.87	2.49774
1.82	1.53409	2.18	1.86065	2.53	2.18221	2.88	2.50706
1.83	1.54310	2.19	1.86979	2.54	2.19145	2.89	2.51639
1.84	1.55211	2.20	1.87893	2.55	2.20069	2.90	2.52571
1.85	1.56112	2.21	1.88807	2.56	2.20993	2.91	2.53504
1.86	1.57014	2.22	1.89722	2.57	2.21918	2.92	2.54437
1.87	1.57916	2.23	1.90636	2.58	2.22843	2.93	2.55370
1.88	1.58819	2.24	1.91551	2.59	2.23768	2.94	2.56304
1.89	1.59722	2.25	1.92467	2.60	2.24693	2.95	2.57238
1.90	1.60625	2.26	1.93383	2.61	2.25619	2.96	2.58172
1.91	1.61529	2.27	1.94299	2.62	2.26545	2.97	2.59106
1.92	1.62433	2.28	1.95215	2.63	2.27471	2.98	2.60040
1.93	1.63337	2.29	1.96132	2.64	2.28398	2.99	2.60975
1.94	1.64242	2.30	1.97049	2.65	2.29324	3.00	2.61910
1.95	1.65147						

Grösste Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett.

Damit das fließende Wasser das Grundbett nicht aufwühlt, darf die Geschwindigkeit am Grundbett folgende Werthe nicht überschreiten:



Aufgelöste Erde	0.078 ^m
Fetter Thon	0.152 ^m
Sand	0.305 ^m
Kies	0.609 ^m
Abgerundete Kiesel	0.914 ^m
Eckige Kiesel	1.22 ^m
Conglomerat.	1.52 ^m
Geschichtete Felsen	1.83 ^m
Ungeschichtete Felsen	3.05 ^m

155.

Querprofil des Kanals.

Nennt man:

Ω den Querschnitt des Wasserkörpers im Kanal;

Q die Wassermenge in Kubikmeter, welche in 1^m durch den Kanal abfließt;

u die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Kanal;

b die Breite des Grundbettes;

t die Tiefe des Wassers im Kanal;

n den Böschungswinkel der Seitendämme,

so hat man zur Bestimmung des Querprofils folgende Formeln:

$$\Omega = \frac{Q}{u}$$

$$\frac{b}{t} = 2.7 + 0.9 \Omega$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \cotg n} \right)}$$

$$b = \left(\frac{b}{t} \right) t$$

156.

Längenprofil des Kanals.

Nennt man:

L die Länge des Kanals;

G das totale Gefäll des Kanals;

Setzt man t , wie in Nr. 135;

$S = b + \frac{2t}{\sin \alpha}$ den benetzten Theil des Umfanges:

so hat man zur Bestimmung von G die Formel:

$$\frac{G}{L} = \frac{S}{2} (0.000444 u + 0.000309 u^2)$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von $\alpha u + \beta u^2 = 0.000444 u + 0.000309 u^2$ für verschiedene Werthe von u .

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0.01	0.000005	0.32	0.000459	0.63	0.001776
0.02	0.000010	0.33	0.000484	0.64	0.001771
0.03	0.000016	0.34	0.000509	0.65	0.001766
0.04	0.000023	0.35	0.000534	0.66	0.001761
0.05	0.000030	0.36	0.000561	0.67	0.001756
0.06	0.000038	0.37	0.000588	0.68	0.001751
0.07	0.000046	0.38	0.000616	0.69	0.001746
0.08	0.000055	0.39	0.000644	0.70	0.001741
0.09	0.000065	0.40	0.000673	0.71	0.001736
0.10	0.000075	0.41	0.000702	0.72	0.001731
0.11	0.000086	0.42	0.000732	0.73	0.001726
0.12	0.000098	0.43	0.000763	0.74	0.001721
0.13	0.000110	0.44	0.000794	0.75	0.001716
0.14	0.000123	0.45	0.000826	0.76	0.001711
0.15	0.000136	0.46	0.000859	0.77	0.001706
0.16	0.000150	0.47	0.000892	0.78	0.001701
0.17	0.000165	0.48	0.000926	0.79	0.001696
0.18	0.000180	0.49	0.000960	0.80	0.001691
0.19	0.000196	0.50	0.000996	0.81	0.001686
0.20	0.000213	0.51	0.001031	0.82	0.001681
0.21	0.000230	0.52	0.001068	0.83	0.001676
0.22	0.000247	0.53	0.001104	0.84	0.001671
0.23	0.000266	0.54	0.001142	0.85	0.001666
0.24	0.000285	0.55	0.001180	0.86	0.001661
0.25	0.000304	0.56	0.001219	0.87	0.001656
0.26	0.000325	0.57	0.001258	0.88	0.001651
0.27	0.000346	0.58	0.001298	0.89	0.001646
0.28	0.000367	0.59	0.001339	0.90	0.001641
0.29	0.000389	0.60	0.001380	0.91	0.001636
0.30	0.000412	0.61	0.001422	0.92	0.001631
0.31	0.000436	0.62	0.001465	0.93	0.001626

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0.94	0.0003151	1.38	0.0006504	1.82	0.0011055
0.95	0.0003214	1.39	0.0006594	1.83	0.0011172
0.96	0.0003277	1.40	0.0006685	1.84	0.0011290
0.97	0.0003342	1.41	0.0006776	1.85	0.0011409
0.98	0.0003406	1.42	0.0006868	1.86	0.0011528
0.99	0.0003472	1.43	0.0006961	1.87	0.0011648
1.00	0.0003538	1.44	0.0007054	1.88	0.0011768
1.01	0.0003604	1.45	0.0007148	1.89	0.0011889
1.02	0.0003672	1.46	0.0007242	1.90	0.0012011
1.03	0.0003739	1.47	0.0007337	1.91	0.0012133
1.04	0.0003808	1.48	0.0007433	1.92	0.0012256
1.05	0.0003877	1.49	0.0007529	1.93	0.0012380
1.06	0.0003947	1.50	0.0007626	1.94	0.0012504
1.07	0.0004017	1.51	0.0007724	1.95	0.0012628
1.08	0.0004088	1.52	0.0007822	1.96	0.0012754
1.09	0.0004159	1.53	0.0007921	1.97	0.0012880
1.10	0.0004232	1.54	0.0008020	1.98	0.0013006
1.11	0.0004304	1.55	0.0008120	1.99	0.0013134
1.12	0.0004378	1.56	0.0008221	2.00	0.0013262
1.13	0.0004452	1.57	0.0008322	2.01	0.0013390
1.14	0.0004527	1.58	0.0008424	2.02	0.0013519
1.15	0.0004602	1.59	0.0008527	2.03	0.0013649
1.16	0.0004678	1.60	0.0008630	2.04	0.0013779
1.17	0.0004754	1.61	0.0008733	2.05	0.0013910
1.18	0.0004831	1.62	0.0008838	2.06	0.0014042
1.19	0.0004909	1.63	0.0008943	2.07	0.0014174
1.20	0.0004988	1.64	0.0009048	2.08	0.0014307
1.21	0.0005067	1.65	0.0009155	2.09	0.0014440
1.22	0.0005146	1.66	0.0009261	2.10	0.0014574
1.23	0.0005226	1.67	0.0009369	2.11	0.0014709
1.24	0.0005307	1.68	0.0009477	2.12	0.0014844
1.25	0.0005389	1.69	0.0009586	2.13	0.0014980
1.26	0.0005471	1.70	0.0009695	2.14	0.0015117
1.27	0.0005553	1.71	0.0009805	2.15	0.0015254
1.28	0.0005637	1.72	0.0009915	2.16	0.0015392
1.29	0.0005721	1.73	0.0010026	2.17	0.0015530
1.30	0.0005805	1.74	0.0010138	2.18	0.0015669
1.31	0.0005890	1.75	0.0010251	2.19	0.0015809
1.32	0.0005976	1.76	0.0010364	2.20	0.0015949
1.33	0.0006063	1.77	0.0010477	2.21	0.0016090
1.34	0.0006150	1.78	0.0010592	2.22	0.0016231
1.35	0.0006237	1.79	0.0010706	2.23	0.0016373
1.36	0.0006326	1.80	0.0010822	2.24	0.0016516
1.37	0.0006414	1.81	0.0010938	2.25	0.0016659

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
2.26	0.0016803	2.51	0.0020603	2.76	0.0024789
2.27	0.0016948	2.52	0.0020763	2.77	0.0024965
2.28	0.0017093	2.53	0.0020924	2.78	0.0025141
2.29	0.0017239	2.54	0.0021085	2.79	0.0025318
2.30	0.0017385	2.55	0.0021247	2.80	0.0025495
2.31	0.0017532	2.56	0.0021409	2.81	0.0025673
2.32	0.0017680	2.57	0.0021572	2.82	0.0025851
2.33	0.0017828	2.58	0.0021736	2.83	0.0026031
2.34	0.0017977	2.59	0.0021900	2.84	0.0026210
2.35	0.0018126	2.60	0.0022065	2.85	0.0026391
2.36	0.0018277	2.61	0.0022231	2.86	0.0026572
2.37	0.0018427	2.62	0.0022397	2.87	0.0026754
2.38	0.0018579	2.63	0.0022564	2.88	0.0026936
2.39	0.0018731	2.64	0.0022731	2.89	0.0027119
2.40	0.0018883	2.65	0.0022900	2.90	0.0027302
2.41	0.0019037	2.66	0.0023068	2.91	0.0027487
2.42	0.0019190	2.67	0.0023238	2.92	0.0027671
2.43	0.0019345	2.68	0.0023407	2.93	0.0027857
2.44	0.0019500	2.69	0.0023578	2.94	0.0028043
2.45	0.0019656	2.70	0.0023749	2.95	0.0028229
2.46	0.0019812	2.71	0.0023921	2.96	0.0028417
2.47	0.0019969	2.72	0.0024093	2.97	0.0028605
2.48	0.0020126	2.73	0.0024266	2.98	0.0028793
2.49	0.0020285	2.74	0.0024440	2.99	0.0028982
2.50	0.0020443	2.75	0.0024614	3.00	0.0029172

Leitung des Wassers in Röhren.

157.

Gefüllverlust durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden.

Nennt man;

Ω den Querschnitt der Röhre

C den Umfang der Röhre

L die Länge der Röhre

D den Durchmesser der Röhre

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre

in Metern;

$\alpha = 0.0001733$

$\beta = 0.0008483$

} zwei Coefficienten zur Berechnung der Reibung;

z die Höhe der Wassersäule, deren Gewicht im Stande ist, den Reibungswiderstand des Wassers an der Röhrenwand zu überwinden, so ist:





1

Für Röhren von irgend einer Querschnittsform:

$$z = L \frac{G}{Q} (\alpha u + \beta u^2)$$

Für runde Röhren:

$$z = \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^2)$$

folgende Tabelle gibt für verschiedene Werthe von u die entsprechenden Werthe von $\alpha u + \beta u^2$.

Tabelle zur Berechnung der Reibung des Wassers an den Röhrenenden.

$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0.0000002	0.32	0.0000412	0.63	0.0001491
0.0000005	0.33	0.0000436	0.64	0.0001537
0.0000008	0.34	0.0000462	0.65	0.0001584
0.0000013	0.35	0.0000487	0.66	0.0001631
0.0000017	0.36	0.0000514	0.67	0.0001679
0.0000023	0.37	0.0000541	0.68	0.0001728
0.0000029	0.38	0.0000569	0.69	0.0001778
0.0000036	0.39	0.0000597	0.70	0.0001828
0.0000044	0.40	0.0000627	0.71	0.0001879
0.0000052	0.41	0.0000656	0.72	0.0001930
0.0000061	0.42	0.0000687	0.73	0.0001982
0.0000071	0.43	0.0000718	0.74	0.0002035
0.0000081	0.44	0.0000750	0.75	0.0002089
0.0000093	0.45	0.0000783	0.76	0.0002143
0.0000104	0.46	0.0000817	0.77	0.0002198
0.0000117	0.47	0.0000851	0.78	0.0002254
0.0000130	0.48	0.0000886	0.79	0.0002310
0.0000144	0.49	0.0000921	0.80	0.0002368
0.0000159	0.50	0.0000957	0.81	0.0002425
0.0000174	0.51	0.0000994	0.82	0.0002484
0.0000190	0.52	0.0001032	0.83	0.0002543
0.0000207	0.53	0.0001070	0.84	0.0002603
0.0000224	0.54	0.0001109	0.85	0.0002663
0.0000242	0.55	0.0001149	0.86	0.0002725
0.0000261	0.56	0.0001189	0.87	0.0002787
0.0000280	0.57	0.0001230	0.88	0.0002849
0.0000301	0.58	0.0001272	0.89	0.0002913
0.0000322	0.59	0.0001315	0.90	0.0002977
0.0000343	0.60	0.0001358	0.91	0.0003042
0.0000365	0.61	0.0001402	0.92	0.0003107
0.0000388	0.62	0.0001446	0.93	0.0003173

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0.94	0.0003240	1.38	0.0006871	1.82	0.0011851
0.95	0.0003308	1.39	0.0006970	1.83	0.0011980
0.96	0.0003376	1.40	0.0007069	1.84	0.0012110
0.97	0.0003445	1.41	0.0007168	1.85	0.0012240
0.98	0.0003515	1.42	0.0007268	1.86	0.0012371
0.99	0.0003585	1.43	0.0007369	1.87	0.0012502
1.00	0.0003656	1.44	0.0007471	1.88	0.0012635
1.01	0.0003728	1.45	0.0007573	1.89	0.0012768
1.02	0.0003800	1.46	0.0007677	1.90	0.0012901
1.03	0.0003873	1.47	0.0007780	1.91	0.0013036
1.04	0.0003947	1.48	0.0007885	1.92	0.0013171
1.05	0.0004022	1.49	0.0007990	1.93	0.0013307
1.06	0.0004097	1.50	0.0008096	1.94	0.0013443
1.07	0.0004173	1.51	0.0008202	1.95	0.0013581
1.08	0.0004249	1.52	0.0008310	1.96	0.0013718
1.09	0.0004327	1.53	0.0008418	1.97	0.0013857
1.10	0.0004405	1.54	0.0008526	1.98	0.0013996
1.11	0.0004483	1.55	0.0008636	1.99	0.0014136
1.12	0.0004563	1.56	0.0008746	2.00	0.0014277
1.13	0.0004643	1.57	0.0008856	2.01	0.0014418
1.14	0.0004724	1.58	0.0008968	2.02	0.0014560
1.15	0.0004805	1.59	0.0009080	2.03	0.0014703
1.16	0.0004887	1.60	0.0009193	2.04	0.0014847
1.17	0.0004970	1.61	0.0009306	2.05	0.0014991
1.18	0.0005054	1.62	0.0009420	2.06	0.0015136
1.19	0.0005138	1.63	0.0009535	2.07	0.0015281
1.20	0.0005223	1.64	0.0009651	2.08	0.0015428
1.21	0.0005309	1.65	0.0009767	2.09	0.0015575
1.22	0.0005395	1.66	0.0009884	2.10	0.0015722
1.23	0.0005482	1.67	0.0010002	2.11	0.0015871
1.24	0.0005570	1.68	0.0010120	2.12	0.0016020
1.25	0.0005658	1.69	0.0010240	2.13	0.0016169
1.26	0.0005747	1.70	0.0010359	2.14	0.0016320
1.27	0.0005837	1.71	0.0010480	2.15	0.0016471
1.28	0.0005928	1.72	0.0010601	2.16	0.0016623
1.29	0.0006019	1.73	0.0010723	2.17	0.0016775
1.30	0.0006111	1.74	0.0010845	2.18	0.0016928
1.31	0.0006204	1.75	0.0010969	2.19	0.0017082
1.32	0.0006297	1.76	0.0011093	2.20	0.0017237
1.33	0.0006391	1.77	0.0011217	2.21	0.0017392
1.34	0.0006486	1.78	0.0011343	2.22	0.0017548
1.35	0.0006581	1.79	0.0011469	2.23	0.0017705
1.36	0.0006677	1.80	0.0011596	2.24	0.0017862
1.37	0.0006774	1.81	0.0011723	2.25	0.0018021



$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0.0018179	2.51	0.0022376	2.76	0.0027007
0.0018339	2.52	0.0022553	2.77	0.0027202
0.0018499	2.53	0.0022730	2.78	0.0027397
0.0018660	2.54	0.0022908	2.79	0.0027592
0.0018822	2.55	0.0023087	2.80	0.0027789
0.0018984	2.56	0.0023267	2.81	0.0027986
0.0019147	2.57	0.0023448	2.82	0.0028184
0.0019310	2.58	0.0023629	2.83	0.0028382
0.0019475	2.59	0.0023810	2.84	0.0028581
0.0019640	2.60	0.0023993	2.85	0.0028781
0.0019806	2.61	0.0024176	2.86	0.0028982
0.0019972	2.62	0.0024360	2.87	0.0029183
0.0020139	2.63	0.0024545	2.88	0.0029385
0.0020307	2.64	0.0024730	2.89	0.0029588
0.0020476	2.65	0.0024916	2.90	0.0029791
0.0020645	2.66	0.0025102	2.91	0.0029995
0.0020815	2.67	0.0025290	2.92	0.0030200
0.0020985	2.68	0.0025478	2.93	0.0030405
0.0021157	2.69	0.0025667	2.94	0.0030612
0.0021329	2.70	0.0025856	2.95	0.0030819
0.0021502	2.71	0.0026046	2.96	0.0031026
0.0021675	2.72	0.0026237	2.97	0.0031234
0.0021849	2.73	0.0026429	2.98	0.0031443
0.0022024	2.74	0.0026621	2.99	0.0031653
0.0022199	2.75	0.0026814	3.00	0.0031863

158.

Gefällverlust durch Krümmungen.

nt man :

Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;

Radius der Krümmung;

Bogenlänge des gekrümmten Theils;

Gefällverlust wegen dieser Krümmung;

ist :

$$z = \frac{u^2}{2g} \left(0.0039 + 0.0186 \frac{r}{r^2} \right)$$

159.

Gefällverluste durch Verengungen.
Tafel XXXII.

a) Eine Verengung, wie Fig. 17 zeigt, verursacht einen Gefällverlust:

$$z = \frac{u^2}{2g} \left(\frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} - 1 \right)^2$$

wobei:

u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω ;
 Ω den Querschnitt der Röhre;
 Ω_1 den Querschnitt der Oeffnung;
 k_1 den Contraktions-Coeffizienten bezeichnet.

b) Eine Verengung, wie Fig. 17 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g} \left[\left(\frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 \left(\frac{1}{k_1} - 1 \right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2} \right)^2 \right]$$

wobei:

u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω ;
 Ω den Querschnitt der ersten Röhre;
 Ω_1, Ω_2 die Querschnitte der beiden folgenden Röhrenstücke;
 k_1 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω in Ω_1 bezeichnet.

c) Eine Röhrenverbindung, wie Fig. 18 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2} \right)^2 \left(\frac{1}{k_2} - 1 \right)^2 \right]$$

wobei $\Omega, \Omega_1, \Omega_2$ die Querschnitte der drei Röhrenstücke;
 u die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt Ω ;
 k_2 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω_2 in Ω bezeichnet.

160.

Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus einer Röhrenleitung.

a) Allgemeines Verfahren.

H das totale Gefälle, d. h. die Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über dem Mittelpunkt der Ausflussöffnung;



S die Summe der Gefällverluste, welche durch Reibung, durch Krümmungen, durch Verengungen etc. entstehen;

h die Geschwindigkeitshöhe, welche der zu berechnenden Ausflussgeschwindigkeit entspricht;

so ist:

$$H = S + h$$

Die Summe **S** muss in jedem besonderen Falle je nach der Einrichtung der Leitung vermittelt Nr. 157, 158, 159 ausgedrückt werden, und dann kann man aus dieser Gleichung die Ausflussgeschwindigkeit $\sqrt{2 g h}$, welche der Höhe **h** entspricht, berechnen.

b) Wenn in der Röhrenleitung weder Krümmungen noch Verengungen vorkommen, oder wenn man den Einfluss derselben vernachlässigt und nur allein den Reibungswiderstand berücksichtigt, so ist für eine durchaus gleich weite unten ganz offene Röhre

$$u = - \frac{0.002804 L g}{L + 37.2 D} + \sqrt{\left[\frac{74.405 H D g}{L + 37.2 D} + \left(\frac{0.002804 L g}{L + 37.2 D} \right)^2 \right]}$$

wobei

L die Länge der Röhrenleitung;

D den Durchmesser derselben;

H das totale Gefälle;

u die Ausflussgeschwindigkeit;

g = 9.808 bedeutet.

Wenn die Röhre so lang ist, dass 37.2 **D** gegen **L** vernachlässigt werden darf, hat man

$$u = - 0.002804 g + 8.626 \sqrt{\frac{g H D}{L}}$$

Wenn die Geschwindigkeit **u** grösser als 0.6^m ist, darf man nehmen:

$$u = 8.427 \sqrt{\frac{g H D}{L + 35.5 D}}$$

161.

Gefällhöhe, welche vorhanden sein muss, wenn eine Röhrenleitung von gegebener Länge L und Weite D eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmeter per 1" liefern soll.

Man berechne zuerst u mittelst

$$u = \frac{Q}{\frac{1}{4} D^2 \pi}$$

und dann findet man die Gefällhöhe H aus folgender Gleichung:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^3)$$

wobei $\alpha = 0.0001733$, $\beta = 0.003483$.

162.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die mit einem gegebenen Gefälle in jeder Sekunde eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmeter liefern soll.

Man findet diesen Durchmesser annähernd durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0.2955 \sqrt[5]{\frac{LQ^2}{H}}$$

Genauer findet man diesen Durchmesser mittelst folgender Gleichungen:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^3)$$

$$Q = \frac{1}{4} D^2 \pi u$$

und zwar auf folgende Art. — Man nimmt versuchsweise für u mehrere Werthe an, berechnet die diesen Annahmen entsprechenden Werthe von D mittelst

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

und substituirt sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für H . Diejenigen Werthe von u und D , welche dieser Gleichung genügen, sind dann die zu suchenden Grössen. Diese Rechnung macht wenig Mühe, wenn man $\alpha u + \beta u^3$ aus Tabelle Nr. 157 nimmt.

.

.



163.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die eine gegebene Wassermenge liefern soll, wenn der Gefällverlust einen bestimmten aliquoten Theil des totalen Gefälles betragen darf.

Es sei:

p das Verhältniss zwischen dem Gefällverlust, welcher gestattet ist, und dem totalen Gefälle;

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;

L, D, α, β, H wie in den vorhergehenden Nummern;

dann hat man zur Bestimmung von D die Gleichungen:

$$4 \frac{L}{D} (\alpha u + \beta u^2) = p H$$

$$\frac{1}{4} D^2 \pi u = Q$$

aus welchen D und u am leichtesten bestimmt werden, indem man für u mehrere passende Annahmen macht; hierauf den entsprechenden Werth von D vermittelt

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

berechnet, sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für p substituirt, und zuletzt diejenigen Werthe von u und D nimmt, welche jener Gleichung genügen.

Annähernd findet man diesen Durchmesser durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0.2955 \sqrt[5]{\frac{LQ^2}{pH}}$$

164.

Grösste Wasserkraft, welche durch eine Röhrenleitung von gegebenen Abmessungen erhalten werden kann.

Man berechne zuerst die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, mittelst des Ausdruckes:

$$u = -0.0159 + \sqrt{0.000378 + 239 \frac{H D}{L}}$$

und dann findet man das in Kilgm. ausgedrückte Maximum Wasserkraft durch

$$1000 \frac{D^2 \pi}{4} u \left[H - \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^2) \right]$$

Gleichgewicht und Bewegung der Luft und der Gase.

165.

Dichte der Gase.

Das Gewicht von einem Kubikmeter eines Gases bei 0° Temperatur (nach 100theiligem Thermometer) und unter dem mittleren Luftdruck (der einer Quecksilbersäule von 0.76^m Höhe das Gewicht hält) ist das Maass seiner Dichte.

166.

Dichte verschiedener Gase bei 0° Temperatur und 0.76^m Druck.

	Gewicht von 1 Kubikm.
Atmosphärische Luft	1.293 Klg.
Sauerstoffgas	1.430 "
Wasserstoffgas	0.089 "
Stickstoffgas	1.256 "
Kohlenoxydgas	1.261 "
Kohlensäuregas	1.977 "
Sumpfgas	0.700 "
Ölbildendes Gas	1.981 "

167.

Gewicht von einem Kubikmeter Gas bei irgend einer Temperatur unter irgend einer Pressung.

Nennt man:

- γ , das Gewicht von einem Kubm. des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren atmosphärischen Druck;
- p den Druck in Kilg., welchen das Gas, dessen Gewicht bestimmt werden soll, auf 1 Quadratmet. ausübt;



.

,

,

,

die Temperatur des Gases (hunderttheiliges Thermometer);
 das Gewicht von 1 Kubikmeter Gas bei t° Temperatur und
 unter dem Druck p ;
 so ist:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{p}{10330} \frac{1}{1 + 0.00367 t}$$

Für trockene atmosphärische Luft ist:

$$\gamma = \frac{p}{7955} \frac{1}{1 + 0.00367 t}$$

168.

Tabelle der Gewichte von 1 Kubikmeter atmosphärischer Luft bei verschiedenen Temperaturen und unter dem atmosphärischen Luftdruck.

Tempe- ratur.	Gewicht von 1 Kubikm.	Tempe- ratur.	Gewicht von 1 Kubikm.
Grad.	Kilogr.	Grad.	Kilogr.
0	1.299	150	0.831
5	1.275	200	0.741
10	1.252	250	0.670
20	1.208	300	0.611
40	1.129	350	0.562
60	1.060	400	0.519
80	1.000	450	0.483
100	0.945	500	0.445

169.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einem Gefäss durch eine Oeffnung in einer dünnen Wand.

Es sei:

P die Pressung im Innern des Gefässes auf 1 Quadratmeter;

p die Pressung ausserhalb des Gefässes auf 1 Quadratmeter;

γ_0 das Gewicht von 1 Kubikmeter des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren Luftdruck;

t die Temperatur des Gases im Gefässe;

$$m = \frac{10330}{\gamma_0} (1 + 0.00367 t);$$

u die Ausströmungsgeschwindigkeit in Metern;

Ω der Querschnitt der Oeffnung;

Q die Luftmenge in Kilog., welche in 1" ausströmt;

k der Contraktionscoefficient für dünne Wände gleich 0.61 bis 0.62.

Dies vorausgesetzt ist:

$$u = \sqrt{2 g m \times 2.303 \log \text{ vul } \left(\frac{P}{p} \right)}$$

$$Q = k u \Omega \frac{P}{m}$$

Für atmosphärische Luft von 10° Temperatur ist:

$$m = 8252$$

und dann wird

$$u = 610 \sqrt{\log \text{ vulg } \left(\frac{P}{p} \right)}$$

Die Resultate dieser Formel enthält folgende Tabelle:

$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts- geschwindig- keit.	$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts- geschwindig- keit.
	Meter.		Meter.
1.01	40	1.20	172
1.02	56	1.40	236
1.03	69	1.60	278
1.04	79	1.80	310
1.05	89	2.00	334
1.06	97	2.50	386
1.07	105	3.00	423
1.08	111	3.50	428
1.09	118	4.00	472
1.10	124	4.50	492



170.

Auströmung von Luft oder Gas aus einer langen Röhrenleitung.

Wenn die Austrittsöffnung am Ende einer langen Röhrenleitung angebracht ist, muss die Reibung der Luft oder des Gases an der Röhrenwand berücksichtigt werden, und dann hat man:

$$u = \sqrt{\frac{2 g m \log \text{nat} \left(\frac{P}{p} \right)}{1 + k^2 \left[\frac{d^4}{D^4} \left(\frac{1}{k_r} - 1 \right)^2 + 8 \alpha L \frac{d^4}{D^5} \right]}}$$

wobei

D der Durchmesser der Röhre;

d der Durchmesser der Austrittsöffnung;

L die Länge der Röhre;

$$m = \frac{10330}{\gamma_0} (1 + 0.00367 t);$$
 $\alpha = 0.00315;$

k der Contraktions-Coeffizient für den Eintritt der Luft in die Röhrenleitung;

 k_r der Contraktions-Coeffizient für die Austrittsöffnung;

P die Pressung am Anfange der Röhrenleitung oder im Gefäss;

p die Pressung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem die Luft entweicht;

u die Austrittsgeschwindigkeit.

171.

Austrittsgeschwindigkeit, wenn die Pressung in irgend einem Punkt der Röhrenleitung beobachtet worden ist.

Es sei \mathfrak{P} die Pressung, welche in einem Punkt beobachtet wurde, welcher von der Austrittsöffnung um l entfernt ist. Alle in vorhergehender Nummer gewählten Zeichen beibehaltend, hat man in dem vorliegenden Fall

$$u = \sqrt{\frac{2 g m \log \text{nat} \left(\frac{\mathfrak{P}}{p} \right)}{1 + 8 \alpha l \frac{d^4}{D^5} k^2}}$$

172.

Bestimmung der Pressung \mathfrak{P} , welche in einer Entfernung l Austrittsöffnung stattfindet.

Werden alle in den beiden vorhergehenden Nummern nommenen Bezeichnungen beibehalten, so hat man zur Besti von \mathfrak{P} folgenden Ausdruck:

$$\log \text{ nat } \left(\frac{\mathfrak{P}}{p} \right) = \log \text{ nat } \left(\frac{P}{p} \right) \frac{1 + 8 \alpha k^2 \frac{ld^4}{D^2}}{1 + k^2 \frac{d^4}{D^4} \left[\left(\frac{1}{k^4} - 1 \right)^2 + \frac{1}{k^2} \right]}$$

173.

Tabelle der Ausflusscoefficienten k .

Höhe der drückenden Wassersäule in Metern.	Ausflusscoefficient k .		
	Für Oeffnungen in dünnen Platten.	Für konische Ausströhrchen; Neigung etwa 3°.	Für cylindrische Ansätze.
0.016	0.615	0.905	0.776
0.033	0.610	0.897	
0.065	0.604	0.888	
0.097	0.599	0.880	
0.130	0.595	0.874	
0.162	0.591	0.869	0.746
0.195	0.588	0.865	
0.227	0.585	0.859	
0.260	0.582	0.855	
0.292	0.579	0.851	
0.325	0.577	0.847	0.728
0.487	0.565	0.831	
0.650	0.556	0.817	
0.814	0.548	0.805	
0.975	0.540	0.794	
1.140	0.534	0.784	0.665
1.300	0.527	0.775	
1.625	0.515	0.757	
1.950	0.505	0.742	
2.275	0.495	0.728	





174.

Widerstand der Körper in Wasser und Luft.

Nennt man:

U die relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit gegen den Körper oder die relative Geschwindigkeit des Körpers gegen die Flüssigkeit in Metern;

A den grössten Querschnitt des eingetauchten Theiles des Körpers in Quadratmetern;

γ das Gewicht von einem Kubikmeter Flüssigkeit; für Wasser $\gamma = 1000$, für Luft $\gamma = 1.293$;

$H = \frac{U^2}{2g}$ die der Geschwindigkeit **U** entsprechende Fallhöhe;

m einen Erfahrungs-Coeffizienten, der allerdings nicht constant ist, sondern von verschiedenen Verhältnissen abhängt;

W den Widerstand des Körpers in der Flüssigkeit in Kilogrammen;
so kann man annähernd setzen:

$$W = m \gamma A \frac{U^2}{2g}$$

Für **m** sind folgende Werthe in Rechnung zu bringen:

a) für eine ruhende Fläche in bewegter Flüssigkeit:

$$m = 1.16 + 2.3 \sqrt{A}$$

b) für eine bewegte Fläche in ruhender Flüssigkeit:

$$m = 1.43$$

c) für einen ruhenden prismatischen Körper in bewegter Flüssigkeit:

$$m = \left(1.52 - 0.06 \frac{L}{\sqrt{A}} \right)$$

wobei **L** die Länge des Körpers bezeichnet. Diese Formel gibt jedoch nur dann annähernd richtige Resultate, wenn $\frac{L}{\sqrt{A}} < 3$;

d) für einen bewegten prismatischen Körper in ruhender Flüssigkeit:

$$m = \left(1.25 - 0.05 \frac{L}{\sqrt{A}} \right)$$

e) für eine Kugel, die sich in einer Flüssigkeit bewegt:

$$m = 0.672 + 0.000737 U$$

f) für einen prismatischen Körper mit halbkreisförmigem Vordertheil:

$$m = 0.5$$

g) für einen prismatischen Körper mit keilförmigem Vordertheil:

$$m = 0.75 \sin \alpha$$

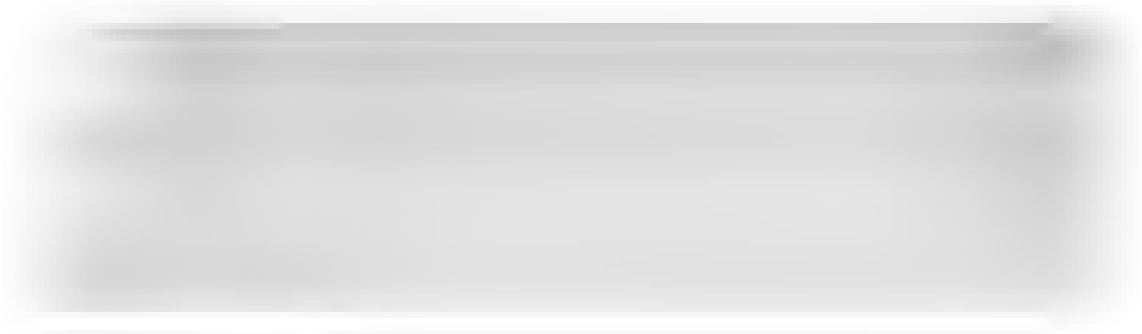
wobei α die Hälfte des Keilwinkels;

h) für einen prismatischen Körper, am Vordertheil eine schiefe Ebene:

$$m = 0.806 \sin \alpha$$

i) für gut geformte Dampfschiffe:

$$m = 0.16 \text{ bis } 0.18$$



.

.

SECHSTER ABSCHNITT.

Wasserräder.

Tafel XXXII und XXXIII.

175.

Bezeichnungen.

In den folgenden Resultaten für die Berechnung und Construction der Wasserräder haben die verschiedenen Bezeichnungen folgende Bedeutung:

H das Gefäll, d. h. der Vertikalabstand des Wasserspiegels im Zuflusskanal über dem Wasserspiegel im Abflusskanal;

Q der Wasserzufluss in Kubik-Metern in 1 Sekunde;

$E_a = 1000 Q H$ der in Kilgm. ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft;

$N_a = \frac{E_a}{75}$ der in Pferdekraften ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft;

E, N , der in Kilgm. und der in Pferdekraften ausgedrückte Nutzeffect des Wasserrades;

R Halbmesser des Rades;

a Tiefe des Rades, d. h. die Differenz zwischen dem äussern und innern Halbmesser des Rades;

b die Breite des Rades, d. h. die mit der Axe des Rades parallele Dimension der Schaufeln oder Zellen;

c die Länge a f Fig. 5, Tafel XXXIII, des äusseren Theiles einer Schaufel oder Zellenwand. Für ein Rad mit geraden radial gestellten Schaufeln ist $c = 0$ zu setzen. Wenn das Rad gerade, aber schief gestellte Schaufeln hat, bedeutet c die ganze Länge der Schaufel. Wenn die Schaufel oder die Zelle gekrümmt ist, kann man (zur Effectberechnung) eine ebenflächige Form substituiren, welche mit der krummflächigen möglichst nahe übereinstimmt, und dann bedeutet c die Länge des äusseren Theiles der ebenflächigen Form;

β Winkel, unter welchem der äussere Theil einer Zelle oder Schaufel den Umfang des Rades durchschneidet;

e Entfernung zweier Schaufeln oder Zellen;

$i = \frac{2 R \pi}{e}$ Anzahl der Schaufeln oder Zellen;

v Umfangsgeschwindigkeit des Rades;

V Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Umfang des Rades erreicht. Für das unterschlächtige Rad und für das Poncellet-Rad ist zu setzen:

$$V = \sqrt{2gH}$$

Für die übrigen Räder ist für V die Geschwindigkeit zu nehmen, welche der Tiefe des Durchschnittspunktes der unteren Begränzungsfläche des Strahles mit dem Radumfang unter der Oberfläche des Wassers im Zuflusskanal entspricht;

δ Winkel, den die Richtung von V mit dem Umfang des Rades bildet;

γ Winkel, den der nach dem Eintrittspunkt gezogene Radius mit dem vertikal abwärtsgerichteten Radius bildet; wobei unter Eintrittspunkt derjenige Punkt verstanden wird, in welchem die untere Begränzungsfläche des Strahles den Umfang des Rades durchschneidet;

ϵ bedeutet bei Rädern mit Gerinne den Spielraum zwischen den äussern Schaufelkanten und dem Radgerinne;

h bedeutet: 1) bei den Rädern mit Gerinne die Höhe des Wasserstandes in der untersten Zelle, über dem Wasserstand im Abflusskanal; 2) bei dem überschlächtigen Rade das Freihängen, d. h. die Höhe des untersten Punktes des Radumfanges über dem Spiegel des Unterwassers;

$m = \frac{Q}{a b v}$ der Füllungscoefficient, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermenge Q , die in 1" dem Rade zufliesst und dem Volumen der Zellenräume, welche diese Wassermenge aufzunehmen haben;

f der Reibungscoefficient für die Zapfenreibung;

s die Höhe, in der sich unmittelbar nach beendiger Füllung der Schwerpunkt der Wassermasse über dem Punkt a (Fig. 6, Tafel XXXIII) der Zelle befindet;

S bedeutet bei Rädern mit Gerinnen die Summe der Bögen, längs welchen das in den Zellen enthaltene Wasser den Gerinnboden berührt;

$g = 9.808$ Metres.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Bades.

176.

Wahl der Maschine.

Wenn eine Einrichtung zum Betrieb eines Werkes durch Wasserkraft angegeben werden soll, muss vor allem Andern bestimmt werden, was für eine Kraftmaschine unter gegebenen Umständen am besten dem Zweck entspricht. Vorausgesetzt, dass nur allein die Grösse des Baukapitals, welches für ein Unternehmen verwendet werden darf oder kann und die Grösse so wie Beschaffenheit der disponibeln Wasserkraft zu berücksichtigen sind, wird man in den meisten Fällen eine zweckmässige Maschine wählen, wenn man sich an nachstehende Vorschrift hält. In derselben bedeutet der Kürze wegen:

K das Baukapital, welches verwendet werden kann oder verwendet werden darf;

H und Q das Gefälle und den Wasserzufluss in 1";

$N_a > N_n$ es sei die disponible Kraft bedeutend (z. B. zweimal) so gross als der zum Betrieb erforderliche Nutzeffekt;

$N_a = N_n$ es sei die disponible Kraft nur bei sehr vortheilhafter Benutzung zum Betrieb der Maschinen hinreichend.

Ist das Gefälle und die Wassermenge H Q		so soll gewählt werden		
		ein hölzernes Wasserrad.	ein eisernes Wasserrad.	eine Turbine.
nicht über 2 ^m	klein oder gross	wenn K klein	1) wenn K gross, H u. Q constant, $H_a > N_n$ 2) wenn K gross, H und Q veränderlich	wenn K gross H u. Q constant $N_a = N_n$
zwischen 2 ^m und 6 ^m	nicht grösser als 0.2 km.	wenn K klein	wenn K gross	niemals
zwischen 2 ^m und 6 ^m	grösser als 0.3 km.	wenn K klein	wenn K gross	wenn K gross
	oder	und	und	und
zwischen 6 ^m und 12 ^m	klein oder gross	$N_a = N_n$	$N_a = N_n$	$N_a > N_n$
grösser als 12 ^m	klein oder gross	niemals	niemals	jederzeit

177.

Wahl des Rades.

Wenn man sich für den Bau eines Wasserrades entschieden hat, ist dann weiter die Frage zu beantworten, welche von allen Anordnungen von Wasserrädern in dem gegebenen Falle die zweckmässigste sei? Diese Frage kann mit Zuverlässigkeit und ohne Schwierigkeit vermittelt der Fig. 1, Tafel XXXIII beantwortet werden. In dieser Figur bedeutet: die obere horizontale Zahlenreihe die in Metern ausgedrückten Gefälle; die vertikale Zahlenreihe (linker Hand) die in Kubik-Metern ausgedrückten Wassermengen, welche in 1" den Rädern zufließen. Die verschiedenen geraden und krummen Linien innerhalb der Grenzen der ganzen Figur bestimmen die Grenzen der Anwendbarkeit der verschiedenen Arten von Rädern. Die Linie A B bestimmt die grösste Wasserkraft, welche noch durch ein einziges Wasserrad nutzbar gemacht werden kann.

Um vermittelt dieser Figur zu entscheiden, was für ein Rad gewählt werden soll, sucht man vermittelt der horizontalen Zahlenreihe die Vertikallinie auf, welche dem gegebenen Gefälle entspricht; ferner vermittelt der vertikalen Zahlenreihe die Horizontallinie, welche mit der gegebenen Wassermenge übereinstimmt. Der Punkt, in welchem sich diese zwei Linien schneiden, liegt dann in dem Wasserkraft-Gebiet des zu wählenden Rades. Ist z. B. das gegebene Gefäll 3^m und die Wassermenge 1.5 Kubik-Meter, so führen diese Daten auf ein Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf.

178.

Nutzeffekt der Wasserräder.

Es ist für viele Zwecke ganz genügend, den Nutzeffekt eines Wasserrades schätzungsweise zu bestimmen; dies ist insbesondere der Fall, wenn die Dimensionen eines zu erbauenden Rades bestimmt werden sollen.

Wenn die Constructionsverhältnisse, die Füllungen und die Geschwindigkeiten nicht zu weit von denjenigen abweichen, welche bei gut angeordneten Wasserrädern getroffen werden, darf man für das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt folgende Werthe annehmen:

Unterschlächtiges Rad	0.30 bis 0.35
Kropfrad	0.40 „ 0.50

Poncelet-Rad	0·60 bis 0·65
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	0·60 „ 0·65
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	0·65 „ 0·70
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	0·60 „ 0·70
Oberschlächtiges Rad für kleine Gefälle von 3 bis 5 ^m	0·50 „ 0·60
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5 ^m	0·60 „ 0·75

179.

Wassermenge.

Wenn die Wassermenge, welche in einer Sekunde auf das Rad wirken soll, nicht unmittelbar gegeben ist, so muss dieselbe aus dem Nutzeffekt, den das Rad entwickeln soll, und aus dem Gefälle berechnet werden. Vermittelst der in voriger Nummer angegebenen Leistungen der Wasserräder findet man für die Wassermenge Q , welche in einer Sekunde den Rädern zugeleitet werden muss, um einen Nutzeffekt von N_s Pferdekraften zu 75 Klgmtr. zu erhalten, folgende Werthe:

Unterschlächtiges Rad	$Q = 0·21 \frac{N_s}{H}$ bis $0·25 \frac{N_s}{H}$
Kropfrad	$Q = 0·175 \frac{N_s}{H}$ „ $0·187 \frac{N_s}{H}$
Poncelet-Rad	$Q = 0·115 \frac{N_s}{H}$ „ $0·125 \frac{N_s}{H}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf . .	$Q = 0·115 \frac{N_s}{H}$ „ $0·125 \frac{N_s}{H}$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf . .	$Q = 0·105 \frac{N_s}{H}$ „ $0·115 \frac{N_s}{H}$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$Q = 0·107 \frac{N_s}{H}$ „ $0·125 \frac{N_s}{H}$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle bis zu 5 ^m	$Q = 0·125 \frac{N_s}{H}$ „ $0·150 \frac{N_s}{H}$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5 ^m	$Q = 0·100 \frac{N_s}{H}$ „ $0·122 \frac{N_s}{H}$

180.

Umfangsgeschwindigkeit der Räder *v*.

Die Wasserräder geben einen befriedigenden Nutzeffekt und fallen nicht zu gross aus, wenn die Umfangsgeschwindigkeiten derselben genau oder ungefähr folgende Werthe haben:

	Umfangsgeschwindigkeit.
Unterschlächtiges Rad	$v = 0.4 \sqrt{2gH}$
Kropfrad	$v = 2^m$
Poncelet-Rad	$v = 0.55 \sqrt{2gH}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$v = 1.4$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1.6$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1.5$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle . .	$v = 1.3 \text{ bis } 1.5$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle . .	$v = 1.5$

181.

Halbmesser der Räder *R*.

Die Wasserräder geben einen guten Effekt und werden nicht zu kostspielig, wenn die Halbmesser nach folgenden Regeln genommen werden:

Für das unterschlächtige Rad je nachdem die Lokalverhältnisse sind	$R = 2^m, 3^m \text{ bis } 3.5^m$
Für das Kropfrad	$R = 1.5 H \text{ bis } 2.5 H$
Für das Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$R = 1.25 H \text{ bis } 1.5 H$
Für das Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$R = \text{ungefähr } H$
Für das rückschlächtige Zellenrad mit Cou- lissen-Einlauf	$R = \frac{2}{3} H$
Für das ober Schlächtige Rad	$R = \frac{1}{2} \left(H - \frac{V^2}{2g} \right)$
In der Regel ist $V = 2v$ zu nehmen und dann wird	$R = \frac{1}{2} \left(H - 4 \frac{v^2}{2g} \right)$
Für das Poncelet-Rad.	$R = 2 H$

182.

Füllung der Räder *m*.

Das Maas der Füllung eines Rades ist das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermasse, welche ein Schaufel- oder Zellenraum aufzunehmen hat, und dem Volumen eines solchen Raumes.

Es ist:

$$m = \frac{Q}{a b v}$$

Die Füllung darf für die Schaufelräder nicht grösser als $\frac{1}{2}$ und für die Zellenräder nicht grösser als $\frac{1}{3}$ sein. Man hat daher:

Für Schaufelräder:

$$m = \frac{Q}{a b v} \text{ ungefähr } = \frac{1}{2}$$

Für Zellenräder:

$$m = \frac{Q}{a b v} = \frac{1}{5}, \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{3}$$

183.

Wassermenge, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufnehmen hat.

Ist der Füllungs-Coeffizient bekannt, so findet man die Wassermenge in Kubikmetern, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufnehmen hat, wenn man diesen Raum mit dem Füllungs-Coeffizienten multipliziert.

Auch ist die Wassermenge eines Schaufel- oder Zellenraumes gleich

$$Q \frac{e}{v}$$

184.

Verhältniss zwischen Breite b und Tiefe a der Räder.

Durch Vergleichung einer grösseren Anzahl von ausgeführten Rädern habe ich gefunden, dass man mit der Erfahrung übereinstimmende Verhältnisse findet, wenn man nimmt:

Für Schaufelräder:

$$\frac{b}{a} = 1.75 \sqrt[3]{N.}$$

Für Kurbelräder:

$$\frac{b}{a} = 2.25 \sqrt[3]{N.}$$

Von diesen Regeln macht das Poncelet-Rad eine Ausnahme.

185.

Bestimmung der Breite b und Tiefe a der Räder.

Hat man, nach den im Vorhergehenden angegebenen Regeln m , v , $\frac{b}{a}$ bestimmt, so findet man durch folgende Formeln die Breite und Tiefe irgend eines Rades von älterer Construction:

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m v} \frac{b}{a}}$$

$$a = \frac{b}{\frac{b}{a}}$$

186.

Anzahl der Radarme.

Die Anzahl der Arme eines Armsystems ist gleich derjenigen ganzen Zahl, welche dem Werthe

$$2 (1 + R)$$

am nächsten liegt.

187.

Anzahl der Schaufeln oder der Zellen.

Die Anzahl der Schaufeln oder der Zellen wird durch diejenige ganze Zahl bestimmt, welche dem Werthe

$$\frac{2 R \pi}{0.2 + 0.7 a}$$

am nächsten liegt, und die durch die Anzahl der Arme eines Armsystems theilbar ist. Die Schaufelzahl darf jedoch grösser genommen werden als diese Regel angibt.

188.

Schaufel- und Zellentheilung.

Diese wird gefunden, wenn man den Umfang $2 R \pi$ des Rades durch die Anzahl der Schaufeln oder Zellen dividirt.

189.

Spielraum des Rades im Gerinne.

Bei den Rädern, welche Gerinne haben, richtet sich der Spielraum zwischen dem Rade und dem Gerinne nach dem Material aus welchem beide hergestellt werden, und nach der Genauigkeit der Ausführung.

Für genau gebaute hölzerne Räder ist dieser Spielraum 0.02" bis 0.025", für eiserne Räder 0.015" bis 0.02" zu nehmen.



Verzeichnung der Räder.

Für die Verzeichnung der Räder werden die folgenden Andeutungen in Verbindung mit den Figuren Tafel XXXII und XXXIII genügen.

190.

Verzeichnung des unterschlächtigen Rades.

Taf. XXXIII, Fig. 2

O Mittelpunkt des Rades. — C der tiefste Punkt des Rades. — BCD bogenförmiger Gerinnboden. — Neigung der schiefen Ebene BA gegen den Horizont = $\frac{1}{20}$. — Der Schützen J E nahe am Rade. — Neigung derselben gegen den Horizont = 60° . — Dicke des Wasserstrahles vor dem Rade annähernd:



F E parallel mit B A. — Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über den Punkt F gleich H. — Höhe des Wasserspiegels im Abflusskanal übereinstimmend mit der Höhe des Punktes F. — Stellung der Schaufeln, so dass sie im Punkt D eine vertikale Richtung haben.

191.

Verzeichnung des Kropfrades. Taf. XXXIII, Fig. 3.

p q der mittlere Wasserstand im unteren Kanal. — m n der niedrigste Wasserstand im oberen Kanal. — O Mittelpunkt. —

C tiefster Punkt des Rades; letzterer in einer Tiefe $\frac{1}{2} a$ unter

p q. — O C = R. — Tiefe des Punktes B unter m n gleich 0.6^m .

A B parabolischer Einlauf.

Neigungswinkel der zum Punkt B gehörigen Tangente gegen den Horizont $w = 35^\circ$ bis 45° .

Coordinationen des Scheitels der Parabel $\left\{ \begin{array}{l} B D = 0.6 \sin 2 w. \\ A D = 0.6 \sin^2 w. \end{array} \right.$

Neigung des Schützens gegen den Horizont ungefähr 60° . Für die Schaufelstellung ist zu machen: $C L = \frac{1}{4} a$, \widehat{LM} aus O beschrieben. M N vertikal. M P radial. Diese Regel für die Schaufelung gilt für alle Schaufelräder.

192.

Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf. Taf. XXXIII, Fig. 7.

A B parabolische Einlaufläche.

t Tiefe des Scheitels A der Parabel unter dem Spiegel des Wassers im oberen Kanal

$$t = \left(\frac{Q}{0.44 b \sqrt{2g}} \right)^{\frac{2}{5}}$$

Diese Tiefe t kann auch vermittelst der Tabelle (142) bestimmt werden.

Tiefe des Punktes B unter dem oberen Wasserspiegel = 1.5 t

 Coordinaten des Scheitels A der Parabel $\begin{cases} B D = 1.4 t \\ A D = 0.5 t \end{cases}$

Rad, Gerinne und Schaufelung werden wie bei dem Kropfrade verzeichnet.

193.

Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf. Taf. XXIII, Fig. 4.

Rad, Gerinne und Schaufelung werden, wie bei dem Kropfrad angedeutet wurde, verzeichnet. Für die Verzeichnung des Einlaufes dienen folgende Bemerkungen:

m n höchster Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes l unter m n gleich 0.3^m.Winkel $\widehat{K l O} = 36^\circ$.Theilung 1,2 = 2,3 = 3,4 = $\frac{1}{3}$ a.

Halbmesser 1 I = 2 II = 3 III = 0.8 a.

Die Mittelpunkte I II III der Coulissen-Krümmungen liegen in einem aus O beschriebenen Kreis.

Die Wassermenge, welche zwischen irgend zwei auf einander folgende Coulissen ausfließt, findet man durch

$$0.4 b p \sqrt{2gt}$$

wobei

p die normale äussere Entfernung der Coulissen,

t die Tiefe des Mittelpunktes der Ausflussöffnung unter m ~~bedeutet~~.

Um die Anzahl der Coulissen zu finden, berechne man die Wassermengen, welche zwischen den auf einander folgenden Coulissen ausfließen; addire die erste und zweite, dann die erste zweite und dritte u. s. f., bis man eine Summe erhält, die gleich



1
2
3

oder grösser als Q ist. Zu der Anzahl, welche die Wassermenge Q liefert, füge man noch so viele Kanäle hinzu, als der Differenz zwischen dem höchsten und tiefsten Wasserstand im oberen Kanal entspricht.

194.

Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf.

Taf. XXXII, Fig. 6.

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.

Die Punkte 5 .a b . liegen in einer geraden radialen Linie. a liegt in der Mitte zwischen 5 und b; es ist also $\overline{ab} = \frac{1}{2} a$. Bei b muss eine Ventilation angebracht werden. Wenn die äusseren Wände auffallend convergirend erscheinen, müssen dieselben concav gemacht werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für den geradlinigen Winkel 1 a b eine durch i a b gehende krumme Linie nehmen.

Zur richtigen Verzeichnung der Coulissen dienen folgende Bemerkungen:

m n der höchste Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich 0.3^m

1 e der Richtung nach die Verlängerung von a i.

1 c = v tangirend an den Umfang des Gerinnes.

c d der Richtung nach parallel mit 1 e.

$1 d = \sqrt{2 g \times 0.3} = 2.42^m$, 1 I = a, senkrecht auf 1 d.

$1,2 = 2,3 = 3,4 = 0.4 a$.

Die Punkte I II III liegen in einem durch 1 gehenden zum Umfang des Rades concentrischen Kreis, und es ist:

$$2 \text{ II} = 3 \text{ III} = 4 \text{ IV} = 1 \text{ I} = a$$

Die Anzahl der erforderlichen Coulissen wird bestimmt, wie bei dem Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf angedeutet wurde, nur muss hier bei der Berechnung der Wasserquantitäten statt des dort angewendeten Coefficienten 0.4, 0.75 genommen werden.

195.

Das überschlächtige Rad. Taf. XXXIII, Fig. 5.

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.

Tiefe des Punktes a unter dem niedrigsten Wasserstand im oberen Kanal gleich $4\frac{v^2}{2g}$.

$a a_1 = e$ die Zellentheilung, $\overline{a_1 l} = \frac{1}{4} \overline{a a_1}$, $l f g$ gerade radiale Linie, $\overline{l f} = \overline{f g} = \frac{1}{2} a$.

Wenn die äusseren Zellenwände auffallend convergirend erscheinen, muss $f a$ schwach gekrümmt werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für dieselben eine durch $a f g$ gehende stetig krumme Linie annehmen.

$a d$ der Richtung nach, tangirend an dem äusseren Umfang des Rades, der Grösse nach $= v$.

$a c$ der Richtung nach die Tangente an dem Punkt a der Zellenwand $a f$ $d b$ der Richtung nach parallel mit $a c$. $a b$ der Grösse nach gleich $2 v$.

Nach der Richtung $b a$ muss das Wasser bei a ankommen, um ohne Stoss gegen die Zellenwände in das Rad eintreten zu können. $a e$ parabolische Eiulauffläche; dieselbe wird bei a von $a b$ berührt, e Scheitel der Parabel.

Horizontalabstand der Punkte a und e gleich . $\overline{a j} \sin 2 (\widehat{b a d})$

Vertikalabstand der Punkte a und e gleich. . $\overline{a j} \sin^2 (\widehat{b a d})$

196.

Regeln für die Berechnung und Verzeichnung des Poncelet-Rades.

Taf. XXXII, Fig. 2.

O Mittelpunkt des Rades.

Halbmesser des Rades $R = 2 H$

Spielraum zwischen Rad und Gerinne $= 0.02 H$

Winkel, welche dem bogenförmigen Theil des Gerinnes

entsprechen: $\widehat{B O C} = \widehat{C O D}$ $= 15^\circ$

Neigung der schiefen Ebene $A B$ gegen den Horizont $= 3^\circ$

Dicke der Wasserschichte unmittelbar vor dem Rade $= 0.19 H$

$E F$ parallel mit $A B$.

$F G$ Horizontallinie, deren Verlängerung den Wasserstand im unteren Kanal bestimmt.

Höhe des Wasserspiegels $m n$ über dem Punkt F . $= H$

$N L$ der mittlere Wasserfaden. $L M$ senkrecht auf $N L$.

$U T$ Höhe der Radkrone $= 0.509 H$

$L M$ Krümmungshalbmesser für die Schaufeln . . . $= 0.711 H$

Anzahl der Radschaufeln	= 42
Breite des Rades	$b = 5.26 \frac{Q}{H \sqrt{2gH}}$
Tiefe des Wassers im Abflusskanal unmittelbar hinter dem Rade	= $0.6 H$
Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . .	$v = 0.55 \sqrt{2gH}$

Regeln für den Bau der Wasserräder.

197.

Eintheilung der Räder nach ihrer Bauart.

Die Wasserräder können nach ihrer Bauart in folgende Classen eingetheilt werden.

- 1) Räder mit steifen Armen, durch welche der den Schaufeln oder Zellen mitgetheilte Effekt in die Radwelle, und durch diese auf die Transmission übertragen wird.
- 2) Räder mit steifen Armen und mit einem an die Radarme oder an die Radkränze befestigten Zahnkranze, von welchem aus der dem Rade mitgetheilte Effekt an die Transmission übergeben wird.
- 3) Räder mit dünnen schmiedeisernen, stangenartigen Armen und mit einem an die Radkränze befestigten Zahnkranz, welcher den Effekt an die Transmission abgibt.
- 4) Räder mit einem in der Mitte befindlichen Zahnkranz.
- 5) Räder (von grosser Breite und bedeutender Kraft) mit zwei Zahnkränzen; auf jeder Seite des Rades einer derselben.

198.

Kräfte, welchen die einzelnen Theile der Räder zu widerstehen haben.

- 1) Ist das Rad nach der ersten Art gebaut, und hat es z. B. drei Armsysteme, so überträgt jedes Armsystem $\frac{1}{3} N_n$ nach der Welle herein. Das erste Wellenstück a b, Taf. XXXII, Fig. 1, überträgt $\frac{1}{3} N_n$, das zweite Stück b c $\frac{2}{3} N_n$, die Fortsetzung c d die ganze Kraft N_n ; und es geschieht diese Uebertragung in der Welle durch Torsion.
- 2) Soll das Rad nach der zweiten Art und mit drei Armsystemen erbaut werden, Taf. XXXII, Fig. 3, so überträgt jedes der

Armsysteme A und B $\frac{1}{3} N_a$ nach der Welle herein; das Armsystem C überträgt $\frac{2}{3} N_a$ nach dem Zahnkranz hinaus, das Wellenstück a b ist auf $\frac{1}{3} N_a$, das Wellenstück b c auf $\frac{2}{3} N_a$ in Anspruch genommen.

- 3) Ein Rad, das nach der dritten Art erbaut, und mit radialen, so wie auch mit Diagonal- und mit Umfangsstangen versehen ist, gibt die Kraft direkt an den Zahnkranz ab. Die Radialarme und die Welle haben nur das Gewicht des Rades zu tragen; die Diagonalstangen schützen gegen Seitenschwankungen; die Umfangsstangen übertragen die Kraft, welche der einen Seite des Rades mitgetheilt wird, nach dem Zahnkranz.
- 4) Ist ein Rad nach der vierten Art erbaut, und sind die Radkronen mit dem mittleren Zahnkranz durch Umfangsstangen oder durch Traversen verbunden, so haben die Arme und die Welle nur das Gewicht der ganzen Konstruktion zu tragen, und das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers kann auf diese Bestandtheile gar nicht einwirken.
- 5) Ist ein Rad nach der fünften Art erbaut, so haben wiederum die Arme und die Welle nur das Gewicht des Baues zu tragen, vorausgesetzt, dass die Zwischenkränze, wenn welche vorhanden sind, durch Umfangsstangen mit den äussern Kränzen verbunden sind.

Diese Bemerkungen sind aber nur dann richtig, wenn (bei Rädern mit Zahnkränzen) der Kolben genau oder ungefähr in demjenigen Radius des Rades liegt, welcher durch den Schwerpunkt des im Rade enthaltenen Wassers geht.

199.

Regeln für die wichtigsten Querschnitts-Dimensionen.

Zahnkranz.

Halbmesser des Zahnkranzes	= R_1
Dicke eines Zahnes auf dem Theilriss gemessen	= $z = 0.086 \sqrt{\frac{75 N_a R}{R_1}}$ Centim.
Breite des Kranzes	= $5.5 z$ Centim.
Länge der Zähne nach dem Ra- dius gemessen	= $1.5 z$ „

Theilung = $2.1 z$ Centim.

Gewöhnlich ist v ungefähr 1.5^m , und R_1 genau
oder nahe $= R$, und dann wird die Dicke

eines Zahnes $z = 0.6 \sqrt{N_n}$ „
Breite, Länge, Theilung wie oben.

200.

Eiserne Wellen.

Die Wellen oder Wellenstücke, welche auf Torsion in Anspruch genommen sind, dürfen nach der Regel bestimmt werden, die für Transmissionswellen im Allgemeinen gilt, nur muss man, wenn alle Theile den auf sie einwirkenden Kräften entsprechend construirt werden sollen, bei der Bestimmung jedes Wellenstückes nur die Pferdekraft in Rechnung bringen, welche das Wellenstück überträgt. Wellen, welche nur die Gewichte des Baues zu tragen haben, müssen nach den Regeln der respektiven Festigkeit construirt werden. Der Coefficient der respektiven Festigkeit ist dabei $= 300$ zu nehmen.

201.

Zapfen der Wasserradwelle.

Der Durchmesser eines Wasserradzapfens ist annähernd
 $3 \sqrt{N_n}$ Centimeter, wenn das Rad durch 2 Zapfen getragen wird.
 $4 \sqrt{N_n}$ Centimeter, wenn das Rad durch 1 Zapfen getragen wird.

Genau können die Zapfen erst bestimmt werden, nachdem das Rad entworfen und das Gewicht desselben berechnet worden ist.

Ist der Druck, welchen ein Zapfen auszuhalten hat, bestimmt, und gleich P , so findet man den Durchmesser desselben entweder mittelst der Formel

$$0.18 \sqrt{P} \text{ Centim.}$$

oder mittelst der Tabelle Nr. 67.

202.

Hölzerne Wellen.

Der Durchmesser einer hölzernen Welle ist 5 Mal so gross zu nehmen als der Durchmesser des Wellzapfens.

203.

Radarme.

- a) Steife eiserne. Diese sind nach der Regel zu construiren, welche Nr. 90 g. für die Arme von Transmissionsrädern aufgestellt wurde.

Nennt man nämlich:

d den Durchmesser, welchen eine Transmissionswelle haben muss, welche so schnell umgeht, als das Wasserrad, und die so viel Effekt überträgt, als das Armsystem, von welchem die Dimensionen eines Armes bestimmt werden sollen;

h die Höhe eines Armes (am Mittelpunkt der Welle und senkrecht auf die Längenrichtung des Armes gemessen);

\mathfrak{N} die Anzahl der Arme des Armsystems, so hat man hier, wie bei den Transmissionsrädern

$$\frac{h}{d} = \frac{1.7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} \quad b = \frac{1}{5} h$$

Für $\mathfrak{N} =$	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d} =$	1.08	0.94	0.86	0.79	0.75

- b) Steife hölzerne Arme. Die Höhe dieser Arme bestimme man genau so, wie wenn die Arme von Eisen wären, die Dicke dagegen nehme man $\frac{5}{7} h$.

Diese beiden Regeln beziehen sich auf Arme, die auf respective Festigkeit in Anspruch genommen sind, gelten also für Räder nach der ersten und zweiten Bauart.

- c) Dünne schmiedeiserne Tragarme: für Räder nach der dritten, vierten, fünften Bauart;

Durchmesser eines radialen Armes . $d = 0.69 \sqrt[3]{N}$

Durchmesser einer Diagonalstange . $= 0.75 d$

Durchmesser einer Umfangsstange . $= 0.6 d$

- d) Hölzerne Tragarme: für Räder nach der dritten, vierten, fünften Bauart:

Querschnitt eines radialen Tragarmes $= 5 N$.

204.

Rosetten.

Nennt man d den Durchmesser des Wasserradzapfens, h die grössere von den Querschnittsdimensionen eines Radarms, so ist:

A) die Länge einer Armhülse an der Rosette:

a) für Räder mit steifen Armen, nach Bauart 1 und 2, $= 2h$ bis $2.4 h$;

b) für Räder mit hölzernen Tragarmen nach Bauart 3, 4, 5, $= 4 h$;

c) für Räder mit schmiedeeisernen Tragarmen gleich 6 Stangen-Durchmesser.

B) Metalldicke der Rosettenhülse, welche zum Aufkellen der Rosette

dient: $= \frac{1}{3} d + 0.5$.

C) Länge dieser Hülse $1.2 d$ bis $1.6 b$.

Kegelkränze.

Radiale Dimension eines Kegelkranzes sowohl für Eisen als

sow für Holz $\frac{1}{3} a$

Dicke des Kranzes $\left\{ \begin{array}{l} \text{für Holz} \quad \frac{1}{8} a \\ \text{für Eisen} \quad \frac{1}{20} a \end{array} \right.$

206.

Radkränze für Zellenräder.

Hölzerne Kränze $\left\{ \begin{array}{l} \text{Dicke der inneren Felgen} \quad \frac{a}{6} \\ \text{Dicke der äusseren Felgen} \quad \frac{a}{7} \end{array} \right.$

Eiserne Seitengetäfer, Dicke derselben $\frac{a}{25}$ bis $\frac{a}{20}$

207.

Schaufel- und Zellenbretter.

Dicke der hölzernen Schaufelbretter $\frac{a}{14}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Kübelbodens $\frac{a}{8}$

Dicke der äusseren Kübelwand $\left\{ \begin{array}{l} \text{in der Mitte von } a \quad \frac{a}{8} \\ \text{am} \quad \frac{a}{10} \end{array} \right.$

208.

*Radboden.*Dicke des Radbodens bei Schaufelrädern $\frac{a}{15}$ bisDicke des Radbodens bei Kübelrädern $\frac{a}{4}$

209.

*Gerinnboden.*Dicke der Gerinnböden $\frac{a}{10}$

Regeln zur Berechnung des Nutzeffektes der älter Wasserräder.

Das unterschlächtige Rad.

210.

Wasserverluste.

Um den Nutzeffekt eines unterschlächtigen Rades zu berechnen müssen zuerst die Wassermengen bestimmt werden, welche zwischen den Schaufeln und unter dem Rade wirkungslos entweichen. ist die Wassermenge q_r , welche in jeder Sekunde zwischen c Schaufeln durchgeht, ohne gegen dieselben zu wirken:

a) wenn der Boden des Zuflusskanals und jener des Abflusskanals eine fortlaufende gerade Linie bilden:

$$q_r = \frac{1}{24} e^2 \frac{b}{R} \left(\frac{V}{V-v} \right)^2 V \text{ wenn } \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v} \right)$$

$$q_r = Q \left(1 - \frac{4}{3} \frac{1}{e} \frac{V-v}{V} \sqrt{\frac{2RQ}{bV}} \right) \text{ wenn } \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v} \right)$$

$$q_r = \frac{1}{9} Q \text{ wenn } \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v} \right)$$

b) wenn im Abflusskanal Boden und Wasserspiegel tiefer liegen, als im Zuflusskanal:

$$q_1 = Q \left(1 - \frac{2}{3} \frac{1}{e} \frac{V - v}{V} \sqrt{\frac{2RQ}{bV}} \right) \text{ wenn } \frac{Q}{bV} < \frac{e^3}{2R} \left(\frac{V}{V-v} \right)^3$$

$$q_1 = \frac{1}{3} b \frac{e^3}{R} \left(\frac{V}{V-v} \right)^3 V \dots \text{ wenn } \frac{Q}{bV} > \frac{e^3}{2R} \left(\frac{V}{V-v} \right)^3$$

$$q_1 = \frac{1}{3} Q \dots \text{ wenn } \frac{Q}{bV} = \frac{e^3}{2R} \left(\frac{V}{V-v} \right)^3$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_1 = 0$$

Es ist ferner die Wassermenge q_2 , welche in 1 Sekunde durch den Spielraum des Rades im Gerinne entweicht:

a) bei einem geradlinig fortlaufenden Gerinne:

$$q_2 = b V \left(e + \frac{e^3}{16R} \right) \sqrt{1 - \frac{2g}{V^2} \frac{Q}{bV}}$$

b) wenn der Boden des Abflusskanals tiefer liegt, als jener des Zuflusskanals:

$$q_2 = b V \left(e + \frac{e^3}{16R} \right)$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_2 = 0$$

211.

Nutzeffekt des unterschlächtigen Rades.

Hat man nach den so eben gegebenen Regeln die Wasserverluste $q_1 + q_2$ berechnet, so findet man dann den Nutzeffekt durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = \frac{1000}{2g} (Q - q_1 - q_2) \left[2v(V-v) - \frac{3Qv}{bR} \right] \\ - 0.118 i a b v^3 - 0.8 n f N_n \sqrt{N_n}$$

Für den Nutzeffekt N_n darf man $0.85 N_n$ in Rechnung bringen.

212.

Nutzeffekt des Kropfrades, des Schaufelrades mit Ueberfall-Einlauf und des Schaufelrades mit Coulissen-Einlauf.

Man findet den Nutzeffekt dieser Räder vermittelt folgender Formel:

$$\begin{aligned}
 E_n = & 1000 Q H - 1000 Q \left[\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2} h - \frac{v (V \cos \delta - v)}{g} \right] \\
 & - 1000 Q \left[\frac{e}{2} \sin \gamma + c \sin (\gamma - \beta) - s \right] \\
 & - 1000 \varepsilon b \sqrt{2ge} \left(H - \frac{V^2}{2g} \right) \left(0.43 + 0.26 \frac{Q}{a b v} \right) \\
 & - 0.188 i a b v^2 \\
 & - 0.366 b S v^2 \\
 & - 0.8 n f N_n \sqrt{N_n}
 \end{aligned}$$

Das erste von den negativen Gliedern gibt den Effektverlust, welcher beim Eintritt des Wassers durch seine relative Geschwindigkeit gegen das Rad, und den Effektverlust, welcher beim Austritt durch die Geschwindigkeit des Rades und durch den Wasserstand im untern Kanal entsteht.

Das zweite negative Glied gibt den Effektverlust, welcher beim Eintritt durch die Schaufeltheilung, durch die Füllung und durch die Form der Schaufeln entsteht. Die Höhe s des Schwerpunktes der Wassermenge muss aus der Zeichnung des Rades entnommen werden.

Das dritte negative Glied bestimmt den Effektverlust durch das Entweichen des Wassers am Umfang des Rades.

Das vierte Glied den Verlust durch Luftwiderstand.

Das fünfte Glied den Verlust durch Wasserreibung.

Das sechste Glied den Verlust durch Zapfenreibung.

Für N_n ist in dem letzten Glied zu setzen $0.5 N_n$.

213.

Nutzeffekt des rückschlächtigen Zellenrades mit Coulissen-Einlauf und mit Radgerinne.

Man findet den Nutzeffekt dieses Rades durch folgenden Ausdruck :



$$\begin{aligned}
E_n = & 1000 Q H - 1000 Q \left[\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2} h - \frac{v (V \cos \delta - v)}{g} \right] \\
& - 1000 Q \left[\frac{e}{2} \sin \gamma + e \sin (\gamma - \beta) - s \right] \\
& - 464 e \sqrt{2g} R \frac{Q}{av} \\
& - 0.366 b S v^2 \\
& - 0.8 n f N_n \sqrt{N_n}
\end{aligned}$$

Die negativen Glieder dieses Ausdruckes haben die gleiche Bedeutung, wie bei den vorhergehenden Rädern, nur fehlt in dem vorliegenden Fall das Glied, welches im vorhergehenden Falle den Einfluss des Luftwiderstandes ausdrückt.

214.

Nutzeffekt des überschlächtigen Rades.

Zur Berechnung des Nutzeffektes eines überschlächtigen Rades dient folgender Ausdruck:

$$\begin{aligned}
E_n = & 1000 Q H - 1000 Q \left[\frac{V^2}{2g} + h - \frac{v (V \cos \delta - v)}{g} \right] \\
& - 1000 Q a \left(1 - \frac{1}{2} \frac{Q}{abv} \right) \\
& - 1000 Q R \left(0.50 - 0.07 \frac{abv}{Q} \right) - 0.8 n f N_n \sqrt{N_n}
\end{aligned}$$

SIEBENTER ABSCHNITT.

Turbinen.

Die Turbine von Jonval
mit zwei über einander liegenden Rädern.
Tafel XXXIV.

215.

Allgemeine Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen.

Fig. 1. B. Abwicklung des Schnittes am inneren Umfang des Rades. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser mit dem innern Halbmesser der beiden Räder übereinstimmt, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 1. A. Abwicklung des mittleren Schnittes; diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser R gleich ist dem arithmetischen Mittel $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ aus dem äusseren und inneren Halbmesser des Turbinenrades und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 2. Durchschnitt des Leitrades und des Turbinenrades mit einer durch die Axe derselben gelegten Ebene.

Für die Berechnungen der Hauptdimensionen dienen folgende Bezeichnungen:

- H das Gefälle, gemessen vom Spiegel des Unterwassers bis zum Spiegel des Oberwassers;
- Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirkt;



I

II

- α Fig. 1. A. der mittlere Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Leitrades bilden;
- β der mittlere Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Turbinenrades beginnen;
- k der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;
- k_1 der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;
- U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;
- R_2 der innere
- R_1 der äussere
- $R = \frac{1}{2} (R_2 + R_1)$ der mittlere
- } Halbmesser des Rades. Fig 2;
- i die Anzahl der Leitschaufeln und die Anzahl der Radschaufeln;
- e Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln;
- s Fig. 1 A mittlere normale Weite der Mündungen der Leit- und der Radkanäle;
- v vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R ;
- n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute;
- N Nutzeffekt in Pferdekraften à 75 Kilogramm-Meter, welchen die Turbine entwickeln soll.

Zur Berechnung aller Hauptdimensionen dienen nun folgende Regeln.

- a) Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll:

$$Q \equiv 0.107 \frac{N}{H} \text{ Kubikm.}$$

- b) Die Winkel α und β können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich genommen werden; in den meisten Fällen darf man nehmen:

$$\alpha = 24^\circ$$

$$\beta = 66^\circ$$

- c) Das untere Ende der Leitschaufeln soll zur Vermeidung von schädlichen Räumen geradlinig gemacht werden, und dann ist zu setzen:

$$k = 1$$

$$s_1 = R \left[\frac{2 \pi \sin \alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1} \frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \right) \right] \frac{k}{k_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}$$

n) Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R:

$$v = 0.774 \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}}$$

o) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute:

$$n = 9.548 \frac{v}{R}$$

p) Höhe des Turbinenrades = 0.5 R

q) Höhe des Leitrades = 0.6 R

r) Abstand der unteren Ebene des Leitrades von

der oberen Ebene des Turbinenrades . . . = $\frac{R}{50}$

s) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinen-

rad umgibt = $R_1 + \frac{R}{50}$

t) Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-
mantel:

1. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet = $\frac{1}{2} R_1$

2. wenn die Ausströmung einseitig und auf

eine Breite $2 R_1$ statt findet = $\frac{\pi}{2} R_1$

u) Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine

aufgestellt ist = $4 R_1$

216.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für gewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle nicht zu gross und die Wassermenge nicht zu klein, handelt es sich also um die Benutzung einer normalen Wasserkraft, so darf man für die innerhalb gewisser Grenzen will-

kürlichen Grössen $\alpha \beta k k_1 \frac{R_2}{R_1} \frac{\varepsilon}{R} \frac{\varepsilon_1}{R} i i_1$ diejenigen Werthe annehmen, welche in vorhergehender Nummer angegeben wurden, und dann

erhält man zur Berechnung aller Hauptabmessungen folgende Formeln:

Wassermenge, welche in 1" auf das Rad

wirken muss $Q = 0.107 \frac{N_s}{H}$

Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden $\alpha = 24^\circ$

Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen $\beta = 66^\circ$

Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades $k = 1$

Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades $k_1 = 0.9$

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . . $U = 0.707 \sqrt{\frac{R_2}{R_1}}$

Verhältnisse zwischen d. Halbmessern R, R_2, R_1 $\left\{ \begin{array}{l} \frac{R_2}{R} = \frac{2}{3} \\ \frac{R}{R_1} = \frac{5}{6} \end{array} \right.$

Anzahl der Leitschaufeln $i = 16$

Anzahl der Radschaufeln $i_1 = 24$

Metalldicke der Leit- und Radschaufeln $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$

Der äussere Halbmesser des Turbinenrades $R_1 = 1.380 \sqrt{\frac{R_2}{R_1}}$

Innerer Halbmesser des Rades $R_2 = \frac{2}{3} R_1$

Mittlerer Halbmesser des Rades $R = \frac{5}{6} R_1$

Weite der Kanäle des Leitrades $s = 0.1372 R$

Weite der Kanäle des Turbinenrades . . . $s_1 = 0.0811 R$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R $v = 0.600 \sqrt{\frac{R_2}{R_1}}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des

Turbinenrades in 1 Minute $n = 9.548 \frac{v}{R}$

Höhe des Turbinenrades $= 0.5 R$

Höhe des Leitrades $= 0.6 R$

Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades . . $= \frac{R}{50}$



.

.

.

Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt	$= 1.225 R$
Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-Mantel:	
1) wenn die Ausströmung ringsum stattfindet	$= \frac{1}{2} R_1$
2) wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2 R_1$ statt findet . . .	$= \frac{\pi}{2} R_1$
Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist	$= 4 R_1$

217.

Verzeichnung der Schnitte. Fig. 1 und 2.

Für die Anfertigung der Räder ist es nothwendig, dass diese Schnitte im natürlichen Maasstab verzeichnet werden; die folgenden Bemerkungen werden hiesu behilflich sein.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 2 bedarf keiner Erklärung, denn es ist hiebei nur nothwendig, die berechneten Dimensionen, welche in diesem Schnitt erscheinen, aufzutragen.

Für die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1 A ist zu berücksichtigen:

$\overline{cc} = \frac{2 R_1 \pi}{i}$, $\overline{ff} = \frac{2 R_1 \pi}{i_1}$, $\overline{ba} = 0.80 R$; $\overline{fg} = 0.55 R$, $c o$ geradlinig $o a$ krummlinig tangirend an $o c$, $f h$ stetig krummlinig, oder ein Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich $0.9 R$.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1 B geschieht wie folgt:

Man berechne $\overline{c_1 c_1} = \overline{a_1 a_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i}$, $\overline{f_1 f_1} = \overline{h_1 h_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i_1}$
 $\overline{a_1 b_1} = \overline{a b} \frac{R_2}{R}$, $\overline{f_1 g_1} = \overline{f g} \frac{R_2}{R}$. Theile $a b$, $a_1 b_1$, $g f$, $g_1 f_1$ in 4 gleiche Theile, ziehe durch die Theilungspunkte Vertikallinien, sodann durch die Punkte $m n o p i k l q$ Horizontallinien, so schneiden diese in $m_1 n_1 o_1 p_1 i_1 k_1 l_1 q_1$ ein, und man hat hiedurch einzelne Punkte der Linien $a_1 c_1$ und $f_1 h_1$.

218.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für ungewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle so gross und die Wassermenge so klein, dass nach den in Nr. 216 aufgestellten Regeln die Umdrehungsge-

schwindigkeit der Turbine bedenklich gross ausfällt, so muss man für α einen etwas kleineren (z. B. $\alpha = 15^\circ$) und für $\frac{R_2}{R_1}$ einen etwas grösseren Werth (z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$) in Rechnung bringen, und dann geben die in Nr. 215 aufgestellten Formeln folgende Regeln:
Wassermenge, welche in einer Sekunde auf

das Rad wirken muss $Q = 0.107 \frac{N_2}{H}$

Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden $\alpha = 15^\circ$

Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen $\beta = 66^\circ$

Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades . $k = 1$

Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades $k_1 = 0.9$

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . . $U = 0.692 \sqrt{2 g H}$

Verhältnisse zwischen den Halbmessern R, R_1, R_2 . $\left\{ \begin{array}{l} \frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7} \\ \frac{R}{R_1} = \frac{6}{7} \end{array} \right.$

Anzahl der Leitschaufeln $i = 16$

Anzahl der Radschaufeln $i_1 = 24$

Metalldicke der Leit- und Radschaufeln $\epsilon = s_1 = \frac{R}{40}$

Der äussere Halbmesser des Turbinenrades $R_1 = 1.966 \sqrt{\frac{Q}{U}}$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . $R_2 = \frac{5}{7} R_1$

Mittlerer Halbmesser des Turbinenrades . . $R = \frac{6}{7} R_1$

Weite der Kanäle des Leitrades $s = 0.077 R$

Weite der Kanäle des Turbinenrades . . . $s_1 = 0.045 R$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R $v = 0.579 \sqrt{2 g H}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute $n = 9.548 \frac{v}{R}$



Höhe des Turbinenrades	$= 0.5 R$
Höhe des Leitrades	$= 0.6 R$
Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades .	$= \frac{R}{50}$

219.

Parzial-Turbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, dass selbst die Annahmen $\alpha = 15^\circ$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässig grosse Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so muss man sich zur Herstellung einer Parzial-Turbine entschliessen, obgleich in diesem Falle der Nutzeffekt minder günstig ausfällt als für eine Voll-Turbine.

Die Dimensionen einer solchen Parzial-Turbine können ebenfalls nach den für Voll-Turbinen geltenden Regeln berechnet werden, wenn man in den Formeln für Q eine Wassermenge in Rechnung bringt, die m mal so gross ist als diejenige, welche wirklich in jeder Sekunde auf die Turbine zu wirken hat; dabei ist m die Zahl, welche ausdrückt, wie oftmal der Theil des Radumfanges, an welchem Einströmung statt finden soll, in dem ganzen Radumfang enthalten ist.

220.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes von Jonval'schen Turbinen.

Um den Nutzeffekt einer Jonval'schen Turbine, deren Abmessungen gegeben sind, zu berechnen, sind nebst den in Nr. 215 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

O Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser von dem Turbinenrad niederströmt:

ω Querschnitt der unteren Ausflussöffnung am Mantel;

γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rad tritt, mit der unteren Ebene desselben bildet;

x Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus ω ;

$$x = \frac{v^2}{2gH}$$

Man berechne zuerst folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \left(2 R \pi \sin \alpha - i \varepsilon - i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \right) (R_1 - R_2)$$

$$\Omega_2 = (2 R \pi \sin \beta - i_1 \varepsilon_1) (R_1 - R_2)$$

$$\Omega_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2)$$

$$m = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta$$

$$n = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} \right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 - 2 \sin \gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O}$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma \right) \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta}{M^2}$$

$$B = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma}{M}$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \right)^2 \cos^2 \beta}{M^2}$$

$$D = \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \right) \cos \beta}{M^2}$$

und dann findet man für jede Geschwindigkeit des Rades:

- a) Das Verhältniss zwischen dem in Kilgm. ausgedrückten Nutzeffekt E_n und dem absoluten Effekt $1000 Q H$ der Wasserkraft für irgend einen Werth von x .

$$\frac{E_n}{1000 Q H} = -2 A x + 2 B \sqrt{x + C x^2}$$

- b) Das Verhältniss zwischen der Ausflussgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2 g H}$, welche dem Gefälle entspricht,

$$\frac{U}{\sqrt{2 g H}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \left(D \sqrt{x} + \frac{\sqrt{1 + C x}}{M} \right)$$

Man findet ferner die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades und den vortheilhaftesten Effekt durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{\max. r} = \frac{1}{2C} \left\{ -1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000 Q H}\right)_{\max. r} = \frac{A}{B} \left[1 - \sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2} \right]$$

221.

Anordnung und Aufstellung der Jonval'schen Turbine.

Die zweckmässigste Anordnung und Aufstellung der Maschine richtet sich theils nach der Grösse des Gefälles, theils nach Lokalverhältnissen.

Direkte Aufstellung. Wenn das Gefäll nicht mehr als ungefähr 6^m beträgt, und grösstentheils durch den Untergraben gewonnen wird, fällt die Anordnung in der Regel am zweckmässigsten aus, wenn das Wasser in einem offenen Kanal zugeleitet und wenn das Rad in eine Tiefe von ungefähr 1.5^m bis 2^m unter den Spiegel des Oberwassers gelegt wird.

Umgekehrte Aufstellung. Wenn das Gefälle mehr als 6^m beträgt und grösstentheils durch den Obergraben erhalten wird, fällt die Anordnung meistens am zweckmässigsten aus, wenn man das Wasser durch eine Röhre bis unter den Spiegel des Unterwassers herableitet, die Röhre daselbst nach aufwärts biegt, und in das Ende derselben das Leitrad und Turbinenrad so einsetzt, dass letzteres über dem ersteren zu stehen kommt. Die obere Ebene des Turbinenrades soll 0.3 bis 0.6^m unter den Spiegel des Unterwassers zu liegen kommen.

Mittlere Aufstellung. Wenn bei einem grösseren Gefälle, das grösstentheils durch den Obergraben gewonnen wird, die Lokalverhältnisse und insbesondere die Einrichtung der Transmission es erfordern, dass die Turbine in einer Höhe von 2, 3, 4^m über den Spiegel des Unterwassers aufgestellt werde, so muss man die Turbine in einen Cylindermantel ganz einschliessen, das Betriebswasser durch ein Rohr, das in den Cylindermantel mündet, aus dem Zuflusskanal zuleiten, und durch ein zweites Rohr, das unter dem Turbinenrad die Fortsetzung des Cylindermantels bildet, unter den Spiegel des Unterwassers herableiten.

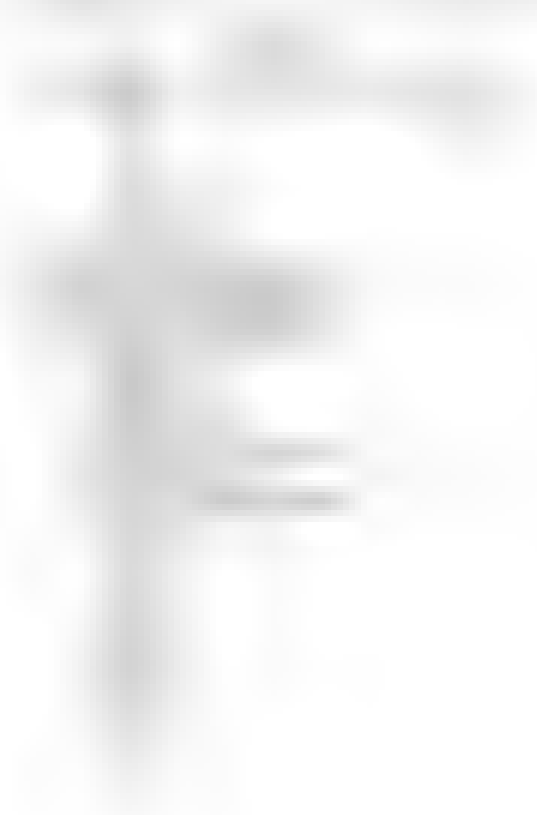
Die Turbine von Fourneyron
mit zwei in einander liegenden Rädern.

Taf. XXXIV, Fig. 3 und 4.

222.

Bezeichnung derjenigen Grössen, welche bei der Construction einer zu erbauenden Turbine dieser Art in Betrachtung kommen.

- H das Gefälle. Befindet sich das Rad unter dem Spiegel des Unterwassers, so ist H gleich dem Vertikalabstand der Wasserspiegel im oberen und untern Kanal. Befindet sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers, so ist H die Höhe des Wasserspiegels im oberen Kanal, über die mittlere Ebene des Rades;
- Q die Wassermenge in Kubm., welche in 1" auf das Rad wirken soll;
- α , der Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützenmantels durchschneiden;
- i Anzahl der Leitkurven;
- $\alpha = \widehat{m k l}$ der Winkel, den die mittlere Richtung $h k m$, nach welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet;
- β Winkel, unter welchem die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades durchschneiden;
- γ Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Turbinenrad austritt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;
- k Contraktionscoefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;
- k_1 Contraktionscoefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;
- U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;
- R_1 der innere
 R_2 der äussere } Halbmesser des Rades;
- i_1 Anzahl der Radkurven;
- $s = \overline{f g}$ normale Weite der Kanäle des Leitrades;
- $s_1 = \overline{w x}$ normale Weite der äusseren Mündungen der Radkurven;
- δ Höhe des Rades, Fig. 4, oder Vertikalabstand der beiden Räderkronen;



v , vortheilhafteste Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades;
 n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute;

N , der in Pferdekraften à 75 Kilogr. ausgedrückte Nutzeffekt, welchen die Turbine entwickeln soll.

223.

Regeln zur Berechnung aller Hauptabmessungen einer zu erbauenden Fourneyron'schen Turbine.

Mit Berücksichtigung der in vorhergehender Nummer zusammengestellten Bezeichnungen hat man nun zur Berechnung aller Hauptdimensionen folgende Regeln:

Wassermenge in Kubikmeter, welche in 1" auf das Rad wirken muss, um einen Nutzeffekt von N Pferdekraften zu erhalten .

$$Q = 0.107 \frac{N}{H}$$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . .
 Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Turbinenschützens schneiden:

$$R_2 = 0.538 \sqrt{Q}$$

a) bei kleineren Turbinen

$$\alpha_1 = 15^\circ$$

b) bei grösseren Turbinen

$$\alpha_1 = 24^\circ$$

Krümmungshalbmesser für die Leitkurven .

$$\overline{eg} = 0.5 R_2$$

Metalldicke der Leitkurven

$$= \frac{R_2}{80}$$

Metalldicke des Schützenmantels

$$= \frac{R_2}{60}$$

Spielraum zwischen dem Schützenmantel und

dem inneren Umfang des Rades

$$= \frac{R_2}{160}$$

Anzahl der Leitkurven

$$i = 24 \text{ bis } 30$$

Mit diesen Regeln kann der Horizontaldurchschnitt des Leitrades verzeichnet werden, und aus dieser Zeichnung findet man dann den Winkel α und die Weite s

$$\alpha \text{ und } s$$

Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades durchschneiden

$$\beta = 60^\circ \text{ bis } 90^\circ$$

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades ausfliesst:

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}}$$

Für den Fall, dass das Wasser in einer längeren Röhrenleitung, die Gefällverluste verursacht, zugeleitet würde, müsste man, um den in dieser Gleichung für H zu setzenden Werth zu erhalten, von dem wirklich vorhandenen Gefälle jene Gefällverluste abziehen.

Höhe des Turbinenrades $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$

wobei zu setzen ist: $\left\{ \begin{array}{l} \text{wenn } \alpha_1 = 15^\circ \quad k = 0.80 \\ \text{wenn } \alpha_1 = 24^\circ \quad k = 0.90 \end{array} \right.$

Verhältniss zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0.0045 \beta^\circ}{\sqrt{R_2}}$$

Anzahl der Radkurven $i_1 = 1.2 i \sin \beta$

Metalldicke der Radkurven $= \frac{R_2}{50}$

Die Radkurven können aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

	wenn $\beta = 60^\circ$	90°
erster Krümmungshalbmesser	$\underline{p n} = 0.45 R_2$	$0.36 R_2$
zweiter Krümmungshalbmesser	$\underline{q t} = 0.59 R_2$	$0.50 R_2$

Winkel, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden sollen, nicht grösser als 10 bis 15°.

Äussere Weite der Radkanäle:

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}$$

$$k_1 = 0.9$$

Vorteilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am inneren Umfang des Rades

$$v_1 = 0.707 \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}}$$



Vorteilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1 Minute:

$$n = 9.548 \frac{v_2}{R_2}$$

224.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes der Turbinen nach Fourneyron.

Zur Berechnung des Nutzeffektes, welchen eine *Fourneyron'sche* Turbine von gegebenen Abmessungen, bei verschiedenen Schützenöffnungen und verschiedenen Geschwindigkeiten, entwickelt, ist es zweckmässig, nebst den in Nr. 222 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende zu gebrauchen:

- Ω die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenrad, bei einer gewissen Stellung des Schützens;
- Ω_1 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am innern Umfang des Rades;
- Ω_2 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades;
- v_1 die Geschwindigkeit eines Punktes am äusseren Umfang des Rades;

$\frac{v_1}{\sqrt{2gh}} = x$ das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeitshöhe, welche der äusseren Umfangsgeschwindigkeit des Rades entspricht und dem Gefälle H .

Man berechne nun die Werthe von m n A B C D vermittelt folgender Ausdrücke:

$$n = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha - \frac{\Omega_2 k_2}{\Omega_2} \sin \beta$$

$$m = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \frac{\Omega_2 k_2}{\Omega_2} \cos \beta$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma \right) \frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_2 k_2}{\Omega_2} \cos \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

$$B = \frac{\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma}{\sqrt{1 + m^2 + n^2}}$$

$$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta\right)^2}{1 + m^2 + n^2}$$

$$D = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \frac{R_2}{R_1} \cos \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

und dann findet man für irgend einen Werth von x :

$$\frac{E_n}{1000 Q H} = -2 A x + 2 B \sqrt{x + C x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \left(D \sqrt{x + C x^2} + \sqrt{\frac{1 + C x}{1 + m^2 + n^2}} \right)$$

Man findet ferner den Werth von x , für welchen der Nutzen ein Maximum wird, so wie auch den entsprechenden grössten Werth von E_n durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{\max. r} = \frac{1}{2C} \left\{ -1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000 Q H}\right)_{\max. r} = \frac{A}{C} \left[1 - \sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2} \right]$$

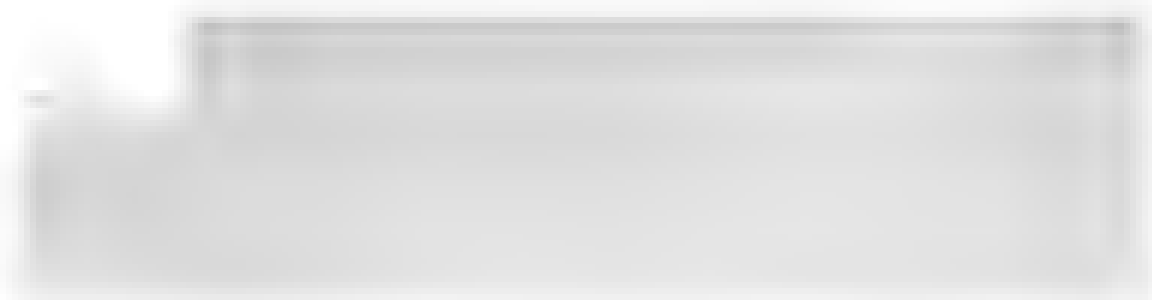
Die schottische Turbine.

Taf. XXXV.

225.

Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen derselben.

Diese Turbine könnte zwar füglich ganz mit Stillschweib übergegangen werden, denn sie ist, im Vergleich mit den übrigen Anordnungen, von keinem praktischen Werth. Der Nutzeffekt, welchen sie entwickelt, ist gering, und die Construction derselben keineswegs so einfach, als man früher gemeint hat. Der Vollständigkeit wegen mögen aber dennoch die wenigen zur Berechnung der Hauptdimensionen nothwendigen Regeln, so wie auch einige Bemerkungen über die Verzeichnung des Rades folgen.



Wassermenge, welche per 1" zugeleitet wird, um einen Nutzeffekt von N Pferdekraften zu erhalten	$Q = 0.15 \frac{N_n}{H}$
Innerer Halbmesser des Rades . .	$R_2 = 0.4 \sqrt{Q}$
Aeusserer Halbmesser des Rades .	$R_1 = 3 R_2 \text{ bis } 5 R_2$
Summe der Querschnitte der Ausflussöffnungen am äusseren Umfang des Rades	$\Omega_1 = \frac{1.65 Q}{\sqrt{2gH} \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$
Höhe der Radkanäle	$\delta_1 = \frac{1}{2} R_2$
Aeusserer Weite der Radkanäle	<div> <div>für 2armige Turbinen</div> <div>für 3armige Turbinen</div> </div>
	<div> <div>$s_1 = \frac{1}{2} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$</div> <div>$s_1 = \frac{1}{3} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$</div> </div>
Vorteilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute	$n = \frac{7.3}{R_2} \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{2 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Zur Verzeichnung der Radkanäle dienen die Figuren 1 und 2, Taf. XXXV, und die folgenden Bemerkungen.

Fig. 1 zweiarmige Turbine. omz zwei Drittheile einer Umwindung einer gewöhnlichen Spirale. Winkel yoz = 240°.

Bogen ytz in 16 gleiche Theile getheilt. Radius oz ebenfalls in 16 gleiche Theile getheilt. $\overline{cz} = \overline{zd} = \frac{1}{2} s_1$. Die Weite mqr, welche irgend einem, z. B. dem zehnten, Theilungspunkt t entspricht, wird erhalten, wenn man die Ordinate np, welche dem zehnten Theilungspunkt auf onz entspricht, von m aus nach mr und mq normal auf die Spirale aufträgt.

226.

Tangentialräder.

Taf. XXXV, Fig. 2.

Nennt man:

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll;

H das Gefälle in Metern;

N den Nutzeffekt des Tangentialrades in Pferdekraften;

- R_1 den äusseren
 R_2 den inneren $\left\{ \begin{array}{l} \text{Halbmesser des Rades;} \end{array} \right.$
 v_1 die vortheilhafteste äussere Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Metern;
 n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute;
 α den Winkel, den die Richtung des aussen eintretenden Wassers mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;
 β den Winkel, den die an den äussersten Punkt einer Radfläche gezogene Tangente mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;
 γ den Winkel, unter welchem die Radschaufel den inneren Umfang des Rades durchschneidet;
 p das Verhältniss zwischen der äusseren Peripherielänge des Rades und dem Theil dieses Umfanges, längs welchem das Wasser in das Rad einströmt;
 δ die Höhe des Rades;
 i die Anzahl der Schaufeln des Rades, so hat man zur Bestimmung der Dimensionen eines zu construirenden Tangentialrades nachstehende Regeln:
 a) Wassermenge, welche in der Sekunde auf das Rad wirken soll, bei einem Güteverhältniss von 60 %;

$$Q = 0.125 \frac{N_s}{H}$$

- b) Verhältniss $\frac{R_2}{R_1}$ der Radhalbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4} \text{ bis } \frac{4}{5}$$

- c) Winkel γ , unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\gamma = 15^\circ \text{ bis } 20^\circ$$

- d) Winkel β , unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin \beta = \sin \gamma \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2$$

- e) Winkel α , unter welchem die Einlaufflächen den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:



$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

f) Verhältniss p zwischen dem äusseren Umfang des Rades und dem Theil des Umfangs, an welchem das Wasser einströmt:

$p = 4$ bis 5 , wenn nur ein Einlauf angebracht wird;

$p = 3$ bis 4 , wenn zwei Einläufe angewendet werden;

g) Höhe des Rades δ :

$$\delta = \frac{1}{4} R_1$$

h) Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2gH}$$

i) Aeusserer Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2\pi \sin \alpha} \frac{R_1}{\delta}}$$

k) Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha}$$

l) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9.548 \frac{v_1}{R_1}$$

m) Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_1$$

227.

Zuleitungsröhren für Turbinen jeder Art.

Wenn grössere Gefälle benutzt werden sollen, wird das Wasser jederzeit in Röhren der Maschine zugeleitet. Die Gefällverluste, welche durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden, und durch unregelmässige Bewegung entstehen, fallen in der Regel hinreichend klein aus, wenn die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre nicht mehr als 1^m beträgt. Für diese Geschwindigkeit ist der Durchmesser d der Röhre:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi}}$$

ACHTER ABSCHNITT.

Die Wärme und deren Benutzung.

128.

*Reduktion der Thermometergrade nach den verschiedenen
Scalen.*

Nennt man die einer bestimmten Temperatur entsprechenden Grade nach der Scale von Reaumur R, nach jener von Celsius C und nach der von Fahrenheit F, so hat man:

$$F = 32 + \frac{9}{5} C = 32 + \frac{9}{4} R$$

$$C = \frac{5}{9} (F - 32) = \frac{5}{4} R$$

$$R = \frac{4}{9} (F - 32) = \frac{4}{5} C$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von C, R und F, welche verschiedenen Temperaturen entsprechen.

$$5400 = \frac{5}{9} F - 32$$

$$F - 32 = \frac{9}{5} \dots$$

$$32 + \frac{9}{5} 146$$

$$\begin{array}{r} 29.2 \\ 9 \\ \hline 261.8 \\ 31 \\ \hline 292.8 \end{array}$$

$$32 + \frac{9}{5} 108$$

$$\begin{array}{r} 21.6 \\ 9 \\ \hline 19.8 \\ 108 \\ \hline 217.8 \end{array}$$

so ist:

- die Länge des Stabes bei t° Temperatur $L (1 + \alpha t)$
 der Flächeninhalt der Platte bei t° „ $F (1 + 2 \alpha t)$
 der Kubikinhalt des Körpers bei t° „ $K (1 + 3 \alpha t)$

Die Ausdehnungskoeffizienten für verschiedene Substanzen sind in folgender Tabelle enthalten, und zwar für eine Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.

Benennung der Substanzen.	Ausdehnung bei einer Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.	
Blei	0.00287	$\frac{1}{348}$
Bronze	0.001816	$\frac{1}{550}$
Schmiedeeisen	0.001115	$\frac{1}{896}$
Gusseisen	0.001109	$\frac{1}{901}$
Eisendraht	0.001140	$\frac{1}{877}$
Glasröhren	0.000917	$\frac{1}{1089}$
Gold	0.001475	$\frac{1}{671}$
Kupfer, geschlagen .	0.001784	$\frac{1}{561}$
Messing, gegossen .	0.001866	$\frac{1}{535}$
Silber	0.001988	$\frac{1}{503}$
Stahl, gehärtet . . .	0.001375	$\frac{1}{727}$
Stahl, ungehärtet . .	0.001079	$\frac{1}{926}$
Zink, gegossen . . .	0.003051	$\frac{1}{328}$
Zinn, feines	0.002233	$\frac{1}{438}$
Wasser	0.04775	$\frac{1}{20.92}$





230.

Ausdehnung der Gase durch Wärme nach Regnault.

Der Ausdehnungscoefficient für Gase ist das Verhältniss zwischen der durch eine Temperaturerhöhung um 1 Grad entstehenden Volumenzunahme zum ganzen Gasvolumen vor seiner Erwärmung.

Die folgende Tabelle enthält die Werthe der von *Regnault* gefundenen Ausdehnungscoefficienten mehrerer Gase.

Benennung des Gases.	Ausdehnungscoefficient.
Atmosphärische Luft . .	0.003670
Wasserstoffgas	0.003661
Stickstoffgas	0.003670
Kohlenoxydgas	0.003669
Kohlensäure	0.003710

231.

Schwindmaas,

d. h. die lineare Zusammensziehung der Metalle bei dem Uebergange aus dem flüssigen Zustande in den festen.

Gusseisen	$\frac{1}{98}$ bis $\frac{1}{95}$ im Mittel $\frac{1}{96}$
Messing	$\frac{1}{79}$ " $\frac{1}{49}$ " " $\frac{1}{65}$
Glockenmetall (100 Kupfer, 18 Zinn) . .	$\frac{1}{79}$ " $\frac{1}{49}$ " " $\frac{1}{65}$
Kanonenmetall (100 Kupfer, 12½ Zinn) .	$\frac{1}{139}$ " $\frac{1}{130}$ " " $\frac{1}{134}$
Zink	$\frac{1}{65}$ " $\frac{1}{57}$ " " $\frac{1}{62}$
Blei	$\frac{1}{104}$ " $\frac{1}{86}$ " " $\frac{1}{92}$
Zinn, ohne Bleizusatz	$\frac{1}{137}$ " $\frac{1}{120}$ " " $\frac{1}{128}$

232.

Schmelzpunkt verschiedener Substanzen.

Substanz.	Grad Celsius.	Substanz.	Grad Celsius.
Gehämmertes englisches Eisen	1600	Legirung:	
Weiches französ. Eisen	1500	3 Zinn 1 Wismuth .	200
Strengflüssigster Stahl .	1400	2 „ 1 „ .	1677
Leichtflüssigster Stahl .	1300	3 „ 1 „ .	1677
Graues Gusseisen, zweite Schmelzung	1200	1 „ 1 „ .	1412
Leichtflüssiges, weisses Gusseisen	1050	1 Blei 4 Zinn 5 Wismuth	1189
Gold	1250	2 „ 3 „ 5 „	100
Silber	1000	5 „ 3 „ 5 „	94
Bronze	900	Natrium	90
Antimonium	432	Kalium	58
Zink :	360	Phosphor	43
Blei	334	Stearinsäure	70
Wismuth	250	Weisses Wachs	68
Zinn	230	Gelbes Wachs	61
Legirung:		Stearin	43 49
5 Th. Zinn 1 Th. Blei	194	Wallrath	49
4 „ „ 1 „ „	189	Essigsäure	45
3 „ „ 1 „ „	186	Seife	33 33
2 „ „ 1 „ „	196	Eis	00
1 „ „ 1 „ „	241	Terpentinöl	—10
1 „ „ 3 „ „	289	Quecksilber	—39

233.

Siedepunkte.

Schweflige Säure	10°	Alkohol	78
Salzäther	12°	Salpetersäure	86
Salzsäure conc.	20°	Meerwasser	104
Salpetrige Säure	28°	Leinöl	315
Schwefeläther	36°	Schwefelsäure	327
Vitriolöl	45°	Quecksilber	360



234.

Wärmeeinheit.

Zur Messung der mannigfaltigen Wirkungen, welche die Wärme hervorbringt, ist man übereingekommen, diejenige Thätigkeit als Einheit anzunehmen, welche erforderlich ist, um die Temperatur von einem Kilg. Wasser um 1° des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen. Einer Wärmeeinheit entspricht ein mechanisches Aequivalent von 424 Kilogram Meter.

235.

Spezifische Wärme der Substanzen.

Man nennt spezifische Wärme einer Substanz die Wärmemenge (Anzahl der Wärmeeinheiten), welche nothwendig ist, um die Temperatur von 1 Klg. der Substanz um einen Grad des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen.

Die folgende Tabelle gibt die specifische Wärme verschiedener Substanzen.

Spezifische Wärme einiger Substanzen.

Benennung der Substanz.	Spezifische Wärme.	Benennung der Substanz.	Spezifische Wärme bei constantem Druck.
Antimonium	0 047	Atmosphärische Luft	0 2370
Blei	0 029	Wasserstoffgas . . .	3 4046
Eisen	0 110	Kohlensaures Gas .	0 2164
Gold	0 029	Sauerstoffgas . . .	0 2182
Holz, Eichen . . .	0 570	Stickstoffgas . . .	0 2440
Kupfer	0 095	Stickstoffoxydgas .	0 2315
Quecksilber . . .	0 033	Oelbildendes Gas .	0 4207
Stahl	0 107	Kohlenoxydgas . . .	0 2479
Silber	0 056	Wasserdampf	0 4750
Wismuth.	0 029	Alcohol dampf . . .	0 4513
Wasser	1 000	Aetherdampf	0 4810
Zinn	0 051	Chlor	0 1214
Zink	0 093	Ammoniak	0 5080
Gebrannter Thon .	0 208	Chloroform	0 1568
Kohle	0 2411		
Glas	0 1777		
Holz	0 5000		
	0 6500		

Das Verhältniss $\gamma = \frac{\text{spezifische Wärme bei constantem Druck}}{\text{spezifische Wärme bei constantem Volumen}}$ hat für verschiedene Gase nachstehende Werthe:

Benennung der Gase.	γ
Atmosphärische Luft .	1.421
Wasserstoff	1.407
Sauerstoff	1.415
Kohlenoxyd	1.427
Stickstoffoxyd	1.343
Kohlensäure	1.338
Oelbildendes Gas . . .	1.240

236.

Wärmeausstrahlungs-, Absorptions-, Zurückwerfungsvermögen verschiedener Körper.

Wärmestrahlungsvermögen.

Lampenruss	100	Chinesischer Tusch . . .
Wasser	100	Quecksilber
Bleiweiss	100	Glänzendes Blei
Schreibpapier	98	Polirtes Eisen
Glas	90	Zinn, Silber, Kupfer, Gold
Messing und Bronze . .	100	Blei
Silber	90	Glas
Stahl	70	Geöltes Papier

Wärmeabsorptionsvermögen.

Lampenruss	100
Tusch	96
Kupferfläche	14

237.

Wärmeleitungsvermögen starrer Körper.

Gold	1000	Zinn
Platin	981	Blei
Silber	973	Marmor
Kupfer	898	Porzellan
Eisen	374	Ziegelsteine
Zink	363	





238.

Chemische Zusammensetzung verschiedener Stoffe.

Benennung des Stoffes.	1 Kilogr. der Verbindung besteht aus:
	Kilogr.
Atmosphärische Luft	0.21 O 0.77 N
Wasser	0.88 O 0.12 H
Kohlendioxidgas	0.57 O 0.43 C
Kohlensäure	0.72 O 0.28 C
Kohlenwasserstoffgas	0.75 C 0.25 H
Aufkündendes Gas	0.86 C 0.14 H
Ammoniak	0.83 N 0.17 H
Schwefelwasserstoffgas	0.84 S 0.16 H
Aether	0.22 O 0.55 C 0.13 H
Alkohol	0.35 O 0.52 C 0.13 H
Terpentinöl	0.88 C 0.12 H

Dabei bedeutet:

O Sauerstoff
H Wasserstoff
N Stickstoff
C Kohlenstoff
S Schwefel

239.

Heizkraft der Brennstoffe.

Die Heizkraft eines Brennstoffes ist die Wärmemenge, die beim vollkommenen Verbrennen von einem Kilogramm in atmosphärischer Luft entwickelt wird.

Nennt man: R H O W die Mengen in Kilg. von Wasserstoff, Sauerstoff und Wasser, welche in einem Brennstoffe enthalten sind, und W die Heizkraft, so ist allgemein:

$$W = 7050 R + 34500 \left(H - \frac{1}{8} O \right)$$

238.

Chemische Zusammensetzung verschiedener Stoffe.

Benennung des Stoffes.	1 Kilogr. der Verbindung besteht aus :
	Kilogr.
Atmosphärische Luft	0·21 O 0·79 N
Wasser	0·88 O 0·11 H
Kohlenoxydgas	0·57 O 0·43 C
Kohlensäure	0·72 O 0·28 C
Kohlenwasserstoffgas	0·75 C 0·25 H
Oelbildendes Gas	0·86 C 0·14 H
Ammoniak	0·83 N 0·17 H
Schwefelwasserstoffgas	0·94 S 0·06 H
Aether	0·22 O 0·65 C 0·13 H
Alkohol	0·35 O 0·52 C 0·13 H
Terpentinöl	0·88 C 0·12 H

Dabei bedeutet:

- O Sauerstoff
- H Wasserstoff
- N Stickstoff
- C Kohlenstoff
- S Schwefel

239.

Heizkraft der Brennstoffe.

Die Heizkraft eines Brennstoffes ist die Wärmemenge , welche beim vollkommenen Verbrennen von einem Kilogramm des Stoffes in atmosphärischer Luft entwickelt wird.

Nennt man: \mathfrak{R} \mathfrak{H} \mathfrak{O} \mathfrak{W} die Mengen in Kilg. von Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Wasser, welche in einem Kilg. eines Brennstoffes enthalten sind, und W die Heizkraft des Brennstoffes, so ist allgemein:

$$W = 7050 \mathfrak{R} + 34500 \left(\mathfrak{H} - \frac{1}{8} \mathfrak{O} \right) - 650 \mathfrak{W}$$

Die folgende Tabelle gibt die Heizkraft verschiedener Brennstoffe.

Benennung des Brennstoffs.	Heizkraft. Wärme- einheiten.	Bemerkungen.
Trockene Holzkohle	7050	für jede Holzart.
Gewöhnliche Holzkohle	6000	0·2 Wasser enthält.
Reine Coaks	7050	
Steinkohlen erster Qualität	7050	0·02 Asche enthält.
„ zweiter „	6345	0·10 „ „
„ dritter „	5932	0·20 „ „
Vollkommen trockenes Holz	3666	für jede Holzart.
Lufttrockenes Holz	2945	0·2 Wasser enthält.
Torf erster Qualität	3000	
Ordinärer Torf	1500	
Wasserstoffgas	34500	
Kohlenoxydgas	2400	
Sumpfgas	13000	
Oelbildendes Gas	12000	
Baumöl	11200	
Rüböl	9300	
Weingeist	7200	
Talg	8000	
Schwefel	2200	
Terpentinöl	11000	

240.

Luftmenge, welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilg. Brennstoff nothwendig ist.

Nennt man wiederum: R H O die Mengen in Kilg. Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche in einem Kilg. Brennstoff enthalten sind, und L die Luftmenge in Kilg., welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilg. des Brennstoffes erforderlich ist, so hat man:

$$L = 12\cdot645 R + 38\cdot24 \left(H - \frac{1}{8} O \right)$$



Für vollkommen trockenes Holz ist $L = 6.5$ Kilg.

„ lufttrockenes Holz ist . . . $L = 5.4$ „

„ Holzkohlen ist . . . $L = 12.6$ „

„ Steinkohlen ist . . . $L = 11.1$ „

„ Coaks ist . . . $L = 12.6$ „

241.

Luftmenge, welche bei gewöhnlichen Kesselfeuerungen zum Verbrennen von 1 Kilg. Brennstoff consumirt wird.

Bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen ist der Erfahrung zufolge die Luftmenge, welche das Verbrennen unterhält, zweimal so gross als die obigen kleinsten Quantitäten, welche das vollkommene Verbrennen zu bewirken vermögen. Für gewöhnliche Kesselfeuerungen ist daher zu rechnen:

Für 1 Kilg. vollkommen trockenes Holz $L = 13.0$ Kilg.

„ 1 „ lufttrockenes Holz . . . $L = 10.8$ „

„ 1 „ Holzkohlen und Coaks . . $L = 25.3$ „

„ 1 „ Steinkohlen . . . $L = 22.3$ „

242.

Temperatur der Verbrennungsgase.

Nennt man:

W die totale Wärmemenge, die durch die Verbrennung von einem Kilg. Brennstoff entwickelt wird;

$A_1, A_2, A_3 \dots$ die Stoffmengen in Kilg., welche bei dem Verbrennungsakt gegenwärtig sind;

$c_1, c_2, c_3 \dots$ die spezifischen Wärmen dieser Stoffe;

$t_1, t_2, t_3 \dots$ die Temperaturen dieser Stoffe vor der Verbrennung;

T die Temperatur der Verbrennungsgase,

so hat man allgemein

$$T = \frac{W + \sum A c t}{\sum A c}$$

Geschieht die Verbrennung von 1 Kilg. Brennstoff mit L Kilg. atmosphärischer Luft von t^0 Temperatur, so hat man auch annähernd

$$T = t + \frac{W}{0.237 (L + 1)}$$

Nachfolgende Tabelle gibt die Temperatur der Verbrennungsgase verschiedener Brennstoffe und zwar: a) wenn die Luftmenge L die kleinste ist, bei welcher ein vollständiges Verbrennen stattfinden kann; b) wenn die Luftmenge L zweimal so gross ist, als die kleinste.

Brennstoff.	Chemische Zusammensetzung					Temperatur der Verbrennungsgase.	
	R	H	O	W	A	Fall a	Fall b
Holz, wasserleer . . .	0.493	0.063	0.444	0.000	0.015	1870	1010
Holz, lufttrocken . . .	0.394	0.051	0.355	0.200	0.015	1615	963
Torf, wasserleer . . .	0.541	0.055	0.326	0.000	0.076	1930	1111
Torf, lufttrocken . . .	0.443	0.044	0.261	0.200	0.061	1780	1000
Steinkolen	0.815	0.054	0.071	0.000	0.030	2350	1204
Holzkohlen	0.930	0.000	0.000	0.000	0.070	2185	1130
Coaks	0.850	0.000	0.000	0.000	0.150	2180	1130
Anthracit	0.900	0.040	0.032	0.000	0.028	2340	1210
Wasserstoffgas in Sauerstoffgas verbrannt . .	0.000	1.000	0.000	0.000	0.000	6700	

R = Kohlenstoff

H = Wasserstoff

O = Sauerstoff

W = Wasser

A = Asche

} in einem Kilg. Brennstoff.

Der Wasserdampf.

243.

Zusammenhang zwischen Temperatur, Spannkraft und Dichte bei Dämpfen, welche nur so viel Wärme enthalten, als zu ihrem Bestehen erforderlich ist.

Nennt man für solchen Dampf:

p die Spannkraft, d. h. den Druck in Kilg. auf einen Quadratmeter;

t die Temperatur;

d die Dichte, d. h. das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf;

Prof. Walter Reuther, Detroit, Mich.

[illegible]

[Faint handwritten notes at the bottom of the page]

... ..

1945-1946

1. The first step is to identify the problem or question that needs to be answered. This involves understanding the context and the specific requirements of the task.

Expenses for the year 1900

... ..

1. The first part of the document is a list of names and dates, which appears to be a record of some kind. The names are written in a cursive script, and the dates are in a more formal, printed style. The list is organized into two columns, with names on the left and dates on the right. The names are: John A. Smith, John B. Smith, John C. Smith, John D. Smith, John E. Smith, John F. Smith, John G. Smith, John H. Smith, John I. Smith, John J. Smith, John K. Smith, John L. Smith, John M. Smith, John N. Smith, John O. Smith, John P. Smith, John Q. Smith, John R. Smith, John S. Smith, John T. Smith, John U. Smith, John V. Smith, John W. Smith, John X. Smith, John Y. Smith, John Z. Smith. The dates are: 1810, 1811, 1812, 1813, 1814, 1815, 1816, 1817, 1818, 1819, 1820, 1821, 1822, 1823, 1824, 1825, 1826, 1827, 1828, 1829, 1830, 1831, 1832, 1833, 1834, 1835, 1836, 1837, 1838, 1839, 1840, 1841, 1842, 1843, 1844, 1845, 1846, 1847, 1848, 1849, 1850, 1851, 1852, 1853, 1854, 1855, 1856, 1857, 1858, 1859, 1860, 1861, 1862, 1863, 1864, 1865, 1866, 1867, 1868, 1869, 1870, 1871, 1872, 1873, 1874, 1875, 1876, 1877, 1878, 1879, 1880, 1881, 1882, 1883, 1884, 1885, 1886, 1887, 1888, 1889, 1890, 1891, 1892, 1893, 1894, 1895, 1896, 1897, 1898, 1899, 1900, 1901, 1902, 1903, 1904, 1905, 1906, 1907, 1908, 1909, 1910, 1911, 1912, 1913, 1914, 1915, 1916, 1917, 1918, 1919, 1920, 1921, 1922, 1923, 1924, 1925, 1926, 1927, 1928, 1929, 1930, 1931, 1932, 1933, 1934, 1935, 1936, 1937, 1938, 1939, 1940, 1941, 1942, 1943, 1944, 1945, 1946, 1947, 1948, 1949, 1950, 1951, 1952, 1953, 1954, 1955, 1956, 1957, 1958, 1959, 1960, 1961, 1962, 1963, 1964, 1965, 1966, 1967, 1968, 1969, 1970, 1971, 1972, 1973, 1974, 1975, 1976, 1977, 1978, 1979, 1980, 1981, 1982, 1983, 1984, 1985, 1986, 1987, 1988, 1989, 1990, 1991, 1992, 1993, 1994, 1995, 1996, 1997, 1998, 1999, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024, 2025, 2026, 2027, 2028, 2029, 2030, 2031, 2032, 2033, 2034, 2035, 2036, 2037, 2038, 2039, 2040, 2041, 2042, 2043, 2044, 2045, 2046, 2047, 2048, 2049, 2050, 2051, 2052, 2053, 2054, 2055, 2056, 2057, 2058, 2059, 2060, 2061, 2062, 2063, 2064, 2065, 2066, 2067, 2068, 2069, 2070, 2071, 2072, 2073, 2074, 2075, 2076, 2077, 2078, 2079, 2080, 2081, 2082, 2083, 2084, 2085, 2086, 2087, 2088, 2089, 2090, 2091, 2092, 2093, 2094, 2095, 2096, 2097, 2098, 2099, 2100, 2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107, 2108, 2109, 2110, 2111, 2112, 2113, 2114, 2115, 2116, 2117, 2118, 2119, 2120, 2121, 2122, 2123, 2124, 2125, 2126, 2127, 2128, 2129, 2130, 2131, 2132, 2133, 2134, 2135, 2136, 2137, 2138, 2139, 2140, 2141, 2142, 2143, 2144, 2145, 2146, 2147, 2148, 2149, 2150, 2151, 2152, 2153, 2154, 2155, 2156, 2157, 2158, 2159, 2160, 2161, 2162, 2163, 2164, 2165, 2166, 2167, 2168, 2169, 2170, 2171, 2172, 2173, 2174, 2175, 2176, 2177, 2178, 2179, 2180, 2181, 2182, 2183, 2184, 2185, 2186, 2187, 2188, 2189, 2190, 2191, 2192, 2193, 2194, 2195, 2196, 2197, 2198, 2199, 2200, 2201, 2202, 2203, 2204, 2205, 2206, 2207, 2208, 2209, 2210, 2211, 2212, 2213, 2214, 2215, 2216, 2217, 2218, 2219, 2220, 2221, 2222, 2223, 2224, 2225, 2226, 2227, 2228, 2229, 2230, 2231, 2232, 2233, 2234, 2235, 2236, 2237, 2238, 2239, 2240, 2241, 2242, 2243, 2244, 2245, 2246, 2247, 2248, 2249, 2250, 2251, 2252, 2253, 2254, 2255, 2256, 2257, 2258, 2259, 2260, 2261, 2262, 2263, 2264, 2265, 2266, 2267, 2268, 2269, 2270, 2271, 2272, 2273, 2274, 2275, 2276, 2277, 2278, 2279, 2280, 2281, 2282, 2283, 2284, 2285, 2286, 2287, 2288, 2289, 2290, 2291, 2292, 2293, 2294, 2295, 2296, 2297, 2298, 2299, 2300, 2301, 2302, 2303, 2304, 2305, 2306, 2307, 2308, 2309, 2310, 2311, 2312, 2313, 2314, 2315, 2316, 2317, 2318, 2319, 2320, 2321, 2322, 2323, 2324, 2325, 2326, 2327, 2328, 2329, 2330, 2331, 2332, 2333, 2334, 2335, 2336, 2337, 2338, 2339, 2340, 2341, 2342, 2343, 2344, 2345, 2346, 2347, 2348, 2349, 2350, 2351, 2352, 2353, 2354, 2355, 2356, 2357, 2358, 2359, 2360, 2361, 2362, 2363, 2364, 2365, 2366, 2367, 2368, 2369, 2370, 2371, 2372, 2373, 2374, 2375, 2376, 2377, 2378, 2379, 2380, 2381, 2382, 2383, 2384, 2385, 2386, 2387, 2388, 2389, 2390, 2391, 2392, 2393, 2394, 2395, 2396, 2397, 2398, 2399, 2400, 2401, 2402, 2403, 2404, 2405, 2406, 2407, 2408, 2409, 2410, 2411, 2412, 2413, 2414, 2415, 2416, 2417, 2418, 2419, 2420, 2421, 2422, 2423, 2424, 2425, 2426, 2427, 2428, 2429, 2430, 2431, 2432, 2433, 2434, 2435, 2436, 2437, 2438, 2439, 2440, 2441, 2442, 2443, 2444, 2445, 2446, 2447, 2448, 2449, 2450, 2451, 2452, 2453, 2454, 2455, 2456, 2457,

(continued)

h

\mathcal{L}_t

2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024, 2025, 2026, 2027, 2028, 2029, 2030, 2031, 2032, 2033, 2034, 2035, 2036, 2037, 2038, 2039, 2040, 2041, 2042, 2043, 2044, 2045, 2046, 2047, 2048, 2049, 2050, 2051, 2052, 2053, 2054, 2055, 2056, 2057, 2058, 2059, 2060, 2061, 2062, 2063, 2064, 2065, 2066, 2067, 2068, 2069, 2070, 2071, 2072, 2073, 2074, 2075, 2076, 2077, 2078, 2079, 2080, 2081, 2082, 2083, 2084, 2085, 2086, 2087, 2088, 2089, 2090, 2091, 2092, 2093, 2094, 2095, 2096, 2097, 2098, 2099, 2100, 2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107, 2108, 2109, 2110, 2111, 2112, 2113, 2114, 2115, 2116, 2117, 2118, 2119, 2120, 2121, 2122, 2123, 2124, 2125, 2126, 2127, 2128, 2129, 2130, 2131, 2132, 2133, 2134, 2135, 2136, 2137, 2138, 2139, 2140, 2141, 2142, 2143, 2144, 2145, 2146, 2147, 2148, 2149, 2150, 2151, 2152, 2153, 2154, 2155, 2156, 2157, 2158, 2159, 2160, 2161, 2162, 2163, 2164, 2165, 2166, 2167, 2168, 2169, 2170, 2171, 2172, 2173, 2174, 2175, 2176, 2177, 2178, 2179, 2180, 2181, 2182, 2183, 2184, 2185, 2186, 2187, 2188, 2189, 2190, 2191, 2192, 2193, 2194, 2195, 2196, 2197, 2198, 2199, 2200, 2201, 2202, 2203, 2204, 2205, 2206, 2207, 2208, 2209, 2210, 2211, 2212, 2213, 2214, 2215, 2216, 2217, 2218, 2219, 2220, 2221, 2222, 2223, 2224, 2225, 2226, 2227, 2228, 2229, 2230, 2231, 2232, 2233, 2234, 2235, 2236, 2237, 2238, 2239, 2240, 2241, 2242, 2243, 2244, 2245, 2246, 2247, 2248, 2249, 2250, 2251, 2252, 2253, 2254, 2255, 2256, 2257, 2258, 2259, 2260, 2261, 2262, 2263, 2264, 2265, 2266, 2267, 2268, 2269, 2270, 2271, 2272, 2273, 2274, 2275, 2276, 2277, 2278, 2279, 2280, 2281, 2282, 2283, 2284, 2285, 2286, 2287, 2288, 2289, 2290, 2291, 2292, 2293, 2294, 2295, 2296, 2297, 2298, 2299, 2300, 2301, 2302, 2303, 2304, 2305, 2306, 2307, 2308, 2309, 2310, 2311, 2312, 2313, 2314, 2315, 2316, 2317, 2318, 2319, 2320, 2321, 2322, 2323, 2324, 2325, 2326, 2327, 2328, 2329, 2330, 2331, 2332, 2333, 2334, 2335, 2336, 2337, 2338, 2339, 2340, 2341, 2342, 2343, 2344, 2345, 2346, 2347, 2348, 2349, 2350, 2351, 2352, 2353, 2354, 2355, 2356, 2357, 2358, 2359, 2360, 2361, 2362, 2363, 2364, 2365, 2366, 2367, 2368, 2369, 2370, 2371, 2372, 2373, 2374, 2375, 2376, 2377, 2378, 2379, 2380, 2381, 2382, 2383, 2384, 2385, 2386, 2387, 2388, 2389, 2390, 2391, 2392, 2393, 2394, 2395, 2396, 2397, 2398, 2399, 2400, 2401, 2402, 2403, 2404, 2405, 2406, 2407, 2408, 2409, 2410, 2411, 2412, 2413, 2414, 2415, 2416, 2417, 2418, 2419, 2420, 2421, 2422, 2423, 2424, 2425, 2426, 2427, 2428, 2429, 2430, 2431, 2432, 2433, 2434, 2435, 2436, 2437, 2438, 2439, 2440, 2441, 2442, 2443, 2444, 2445, 2446, 2447, 2448, 2449, 2450, 2451, 2452, 2453, 2454, 2455, 2456, 2457, 2458, 2459, 2460, 2461, 2462, 2463, 2464, 2465, 2466, 2467, 2468, 2469, 2470, 2471, 2472, 2473, 2474, 2475, 2476, 2477, 2478, 2479, 2480, 2481, 2482, 2483, 2484, 2485, 2486, 2487, 2488, 2489, 2490, 2491, 2492, 2493, 2494, 2495, 2496, 2497, 2498, 2499, 2500, 2501, 2502, 2503, 2504, 2505, 2506, 2507, 2508, 2509, 2510, 2511, 2512, 2513, 2514, 2515, 2516, 2517, 2518, 2519, 2520, 2521, 2522, 2523, 2524, 2525, 2526, 2527, 2528, 2529, 2530, 2531, 2532, 2533, 2534, 2535, 2536, 2537, 2538, 2539, 2540, 2541, 2542, 2543, 2544, 2545, 2546, 2547, 2548, 2549, 2550, 2551, 2552, 2553, 2554, 2555, 2556, 2557, 2558, 2559, 2560, 2561, 2562, 2563, 2564, 2565, 2566, 2567, 2568, 2569, 2570, 2571, 2572, 2573, 2574, 2575, 2576, 2577, 2578, 2579, 2580, 2581, 2582, 2583, 2584, 2585, 2586, 2587, 2588, 2589, 2590, 2591, 2592, 2593, 2594, 2595, 2596, 2597, 2598, 2599, 2600, 2601, 2602, 2603, 2604, 2605, 2606, 2607, 2608, 2609, 2610, 2611, 2612, 2613, 2614, 2615, 2616, 2617, 2618, 2619, 2620, 2621, 2622, 2623, 2624, 2625, 2626, 2627, 2628, 2629, 2630, 2631, 2632, 2633, 2634, 2635, 2636, 2637, 2638, 2639, 2640, 2641, 2642, 2643, 2644, 2645, 2646, 2647, 2648, 2649, 2650, 2651, 2652, 2653, 2654, 2655, 2656, 2657, 2658, 2659, 2660, 2661, 2662, 2663, 2664, 2665, 2666, 2667, 2668, 2669, 2670, 2671, 2672, 2673, 2674, 2675, 2676, 2677, 2678, 2679, 2680, 2681, 26

100

244-10

Für Dämpfe von 1 bis 2 Atm. Spannkraft:		Für Dämpfe von 2 bis 5 Atm. Spannkraft:	
α	=	0·06295	0·1427
β	=	0·000051	0·0000473
$\frac{\alpha}{\beta}$	=	1234	3017

so lassen sich die Beziehungen zwischen p , t , Δ annähernd auf folgende Weise ausdrücken:

$$p = 10330 (0·2847 + 0·0071531 t)^5$$

$$\Delta = \alpha + \beta p$$

Die folgende Tabelle enthält die zusammengehörigen Werthe von t , p und Δ .

Temperatur, Spannkraft und Dichte der Wasserdämpfe.

Spann- kraft des Dampfes in Atmo- sphären.	Quecksilber- säule von 0° Temp., welche die Spannkraft misst.	t Temperatur, 100theiliges Quecksilber- Thermo- meter.	p Druck auf 1 Quadrat- meter.	$\alpha + \beta p$ Gewicht eines Kubikmeters Dampf.	Volumen von 1 Kilgr. Dampf.
Atmosph.	Centm.	Grad.	Kilg.	Kilg.	Kubikm.
0.116	8.87	50°	1205	0.0797	12.547
0.149	11.37	55	1544	0.1005	9.951
0.191	14.47	60	1965	0.1260	7.936
0.240	18.27	65	2482	0.1568	6.377
0.301	22.90	70	3112	0.1932	5.176
0.373	28.31	75	3963	0.2433	4.110
0.463	35.21	80	4783	0.2892	3.458
0.568	43.17	85	5865	0.3497	2.859
0.691	52.53	90	7136	0.4196	2.383
0.835	63.43	95	8617	0.4998	2.001
1.00	76.00	100	10330	0.5913	1.691
1.50	114	112.2	15490	0.8583	1.165
2.00	152	121.4	20660	1.1177	0.895
2.50	190	128.8	25820	1.3711	0.720
3.00	228	135.1	30990	1.6200	0.617
3.50	266	140.6	36150	1.8647	0.536
4.00	304	145.4	41320	2.1072	0.474
4.50	342	149.06	46480	2.3495	0.426
5.00	380	153.08	51650	2.5860	0.386
5.50	418	156.80	56810	2.8196	0.355
6.00	456	160.20	61980	3.0520	0.328
6.50	494	163.48	67140	3.2810	0.305
7.00	532	166.50	72310	3.5106	0.285
7.50	570	169.37	77470	3.7353	0.268
8.00	608	172.10	82640	3.9784	0.251
9.00	684	177.10	92970	4.4057	0.227
10.00	760	181.60	103350	4.8477	0.206
11.00	836	186.03	113630	5.2807	0.189
12.00	912	190.00	123960	5.7100	0.175
13.00	988	193.70	134290	6.1367	0.163
14.00	1064	197.19	144620	6.5595	0.152
15.00	1140	200.48	154950	6.9780	0.143
16.00	1216	203.60	165280	7.3957	0.135
17.00	1292	206.57	175610	7.8087	0.128
18.00	1368	209.40	185940	8.2196	0.122
19.00	1444	212.10	196270	8.6284	0.116
20.00	1520	214.70	206600	9.0336	0.111
Atmosph.	Centm.	Grad.	Kilg.	Kilg.	Kubikm.

ref: Above control 11. page 7

- 1 - 2 ab. für multipl. Division der Stellen.

- $C_{11} = 1100$ $a_1 = 1100 \cdot 12$

- 5. 1452 6. 1453

- 223

15 - 1
4 - 2

$$\begin{array}{r} 15 \cdot 40 = 0.266 \\ \underline{30} \\ 100 \\ \underline{90} \\ 10 \end{array} \quad 1.266$$

106

246.

Ausströmung des Dampfes aus einem Gefäss.

Nennt man:

 P den Druck des Dampfes im Gefäss auf 1 Quadratmeter; p die Spannung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem der Dampf entweicht; gemessen durch den Druck per 1 Quadratmeter; $\alpha + \beta P$ { Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, dessen Spann-
 $\alpha + \beta p$ { kraft P und p ist;(Die Werthe von α und β sind in Nr. 243 angegeben). Ω den Querdurchschnitt der Ausströmungsöffnung in Quadratmeter; k den Contraktions-Coeffizienten für die Ausströmungsöffnung; Q die Quantität Dampf in Kilogrammen, welche per 1" ausströmt; U die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf entweicht;

so ist:

$$U = \sqrt{\frac{2g}{\beta} \log \text{nat} \frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}}$$

$$Q = k \Omega (\alpha + \beta p) U$$

Die folgende Tabelle erhält für verschiedene Werthe von $\frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}$ die entsprechenden Werthe von U .

$\frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}$	U Meter.	$\frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}$	U Meter.
1.1	187	2	507
1.2	260	3	616
1.3	312	4	717
1.4	353	5	772
1.5	387	6	815
1.6	417	7	847
1.7	443	8	878
1.8	467	9	903
1.9	488	10	924

244.

Wärmemenge zur Verwandlung von 1 Kilg. Wasser in Dampf.

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilg. Wasser von 0° Temperatur in Dampf, wenn eine Temperatur t^0 , zu verwandeln, ist:

a) Nach *Watt, Pampour, Parkes*, unabhängig von der Spannkraft und Temperatur des aus dem Wasser entstandenen Dampfes und beträgt 650 Wärmeeinheiten.

b) Nach Versuchen von *Clement* gleich

$$550 + t$$

c) Nach sehr genauen Versuchen von *Regnault*

$$606.5 + 0.305 t$$

Für technische Zwecke ist die einfachere *Watt'sche* Regel hinreichend genau.

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilg. Wasser von T^0 Temperatur auf $T + 1$ Grad zu bringen, ist nach *Regnault's* Versuchen.

$$1 + 0.00004 T + 0.0000009 T^2$$

nimmt also mit der Temperatur nur äusserst wenig zu, und kann deshalb für technische Rechnungen constant und gleich einer Wärmeeinheit genommen werden.

Unter dieser Voraussetzung, und wenn man die obige *Watt'sche* Regel gelten lässt, sind zur Bildung von einem Kilg. Dampf von irgend einer Temperatur aus Wasser von T^0 Temperatur

$$650 - T$$

Wärmeeinheiten nothwendig.

245.

Verdichtung oder Condensation des Dampfes.

Um 1 Kilg. Dampf, welcher sich in einem geschlossenen Gefäss befindet, durch Einspritzen von Wasser, das eine Temperatur t hat, so weit zu condensiren, dass die Temperatur des Gemenges T Grad wird, braucht man annähernd

$$\frac{650 - T}{T - t} \text{ Kilg. Wasser}$$

W. C. C. III No. 30
ing of business

247.

Kamine. Taf. XXXVI.

Die Dimensionen der Kamine können mit einer für die Praxis genügenden Genauigkeit durch folgende Regeln bestimmt werden.

Nennt man :

- \mathfrak{S} die Steinkohlenmenge in Kilogrammen, welche per 1 Stunde auf einem Feuerherd verbrannt wird;
 \mathfrak{H} die Holzmenge in Kilogrammen, welche stündlich auf einem Herd verbrannt wird;
 \mathfrak{L} die Luftmenge in Kilogrammen, welche stündlich durch das Kamin aufsteigt;
 N für Dampfmaschinen- und Heizungen, die Pferdekraft der Maschine oder des Kessels;
 H die Höhe des Kamins
 Ω den untern Querschnitt des Kamins
 d die untere
 d_1 die obere
 e die untere
 e_1 die obere
- | | |
|---|-----------------------|
| } | Weite des Kamins |
| } | Mauerdicke des Kamins |
- in Metern;

so hat man zur Bestimmung einer der 4 Grössen N , \mathfrak{S} , \mathfrak{H} , \mathfrak{L} , wenn die drei andern bekannt sind, folgende Beziehungen:

$$N = \frac{\mathfrak{S}}{3} = \frac{\mathfrak{H}}{6} = \frac{\mathfrak{L}}{66}$$

$$\mathfrak{S} = 3 N = \frac{\mathfrak{H}}{2} = \frac{\mathfrak{L}}{22}$$

$$\mathfrak{H} = 6 N = 2 \mathfrak{S} = \frac{\mathfrak{L}}{11}$$

$$\mathfrak{L} = 66 N = 22 \mathfrak{S} = 11 \mathfrak{H}$$

Sodann findet man die Hauptdimensionen eines Kamins, dessen Höhe durch Lokal- oder andere Verhältnisse bekannt ist, durch folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \frac{N}{14 \sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{S}}{42 \sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{H}}{84 \sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{L}}{924 \sqrt{H}}$$

$$d_1 = d - 0.013 H$$

$$e_1 = 0.18 \text{ Meter}$$

$$e = 0.18 + 0.015 H$$

Für freistehende Kamine ist es zweckmässig, die Höhe 25 mal so gross zu machen, als den untern Durchmesser. Die Dimensionen dieser Kamine sind:

$$H = 5.03 (N)^{\frac{2}{5}} = 3.14 (S)^{\frac{2}{5}} = 2.45 (Q)^{\frac{2}{5}} = 0.95 (Q)^{\frac{2}{5}}$$

$$d = \frac{H}{25}$$

$$d_1 = d - 0.013 H$$

$$e_1 = 0.18$$

$$e = 0.18 + 0.015 H$$

grob & feiner
Kamin
Abbildung 101 Pg 4





Abmessungen freistehender Kamine.

H	d	d _r	e ₁	e	N	E	h
Höhe des Kamins.	untere Weite im Licht.	obere Weite im Licht.	obere Mauer- dicke.	untere Mauer- dicke.	Pferde- kraft.	Stein- kohlen per 1 Stunde.	Holz per 1 Stunde.
12	0.48	0.32	0.18	0.38	8.8	102.1	52.8
13	0.52	0.35	0.18	0.38	10.7	121.1	64.2
14	0.56	0.38	0.18	0.40	12.9	38.7	77.4
15	0.60	0.41	0.18	0.42	15.3	45.9	91.8
16	0.64	0.43	0.18	0.43	18.0	54.0	108.0
17	0.68	0.46	0.18	0.45	21.0	63.0	126.0
18	0.72	0.49	0.18	0.46	24.0	72.0	144.0
19	0.76	0.51	0.18	0.48	27.7	83.1	166.2
20	0.80	0.54	0.18	0.49	31.5	94.5	189.0
21	0.84	0.57	0.18	0.51	35.6	106.8	213.6
22	0.88	0.59	0.18	0.52	40.0	120.0	240.0
23	0.92	0.62	0.18	0.54	44.7	134.1	268.2
24	0.96	0.65	0.18	0.55	49.6	148.8	297.6
25	1.00	0.68	0.18	0.57	55.0	165.0	330.0
26	1.04	0.70	0.18	0.58	60.7	182.1	364.2
27	1.08	0.72	0.18	0.60	66.8	200.4	400.8
28	1.12	0.75	0.18	0.61	73.1	219.3	438.6
29	1.16	0.78	0.18	0.63	80.2	240.6	481.2
30	1.20	0.81	0.18	0.64	86.9	260.7	521.4
31	1.24	0.84	0.18	0.66	94.2	282.6	565.2
32	1.28	0.86	0.18	0.67	100	300.0	600.0
33	1.32	0.89	0.18	0.69	109	327.0	654.0

Die Abmessungen der Fundamente können nach folgenden Regeln bestimmt werden.

Fig. 10, Tafel XXXVI. ghik Betonmasse. abcf Quadermasse.

Höhe des ganzen Fundamentes mit Einschluss der Betonmasse 3.5 d.

Neigungswinkel des Fundamentkörpers 60°.

Breite der Quadermasse 5 d.

Höhe der Quadersteine ungefähr gleich e.

Dampfkessel.

248.

Das Güteverhältniss und die Heizfläche eines Dampfkessels.

Das Güteverhältniss einer Dampfkesselheizung ist das Verhältniss aus der in den Kessel eindringenden, und der im Brennstoff enthaltenen Wärmemenge.

Nennt man:

B die Brennstoffmenge in Kilg. welche in jeder Sekunde auf dem Rost verbrannt wird;

\mathfrak{H} die Heizkraft von 1 Kilg. Brennstoff;

L die Luftmenge in Kilg., welche die Verbrennung von B Kilg. Brennstoff bewirkt;

$s = 0.237$. Die Wärmekapazität der atmosphärischen Luft;

$k = \frac{1}{158}$ die Wärmemenge, welche in jeder Sekunde durch einen Quadratmeter der Heizfläche eindringen würde, wenn die Temperatur der Verbrennungsgase nur um einen Grad höher wäre als jene des Wassers im Kessel;

F die Heizfläche des Kessels, d. h. derjenige Theil der Oberfläche des Kessels, welcher einerseits mit der Flamme und mit den Verbrennungsgasen, anderseits mit dem im Kessel befindlichen Wasser in Berührung steht;

w_0 die Temperatur des Wassers, mit welchem der Kessel gespeist wird;

w die Temperatur des Wassers im Kessel;

u_0 die Temperatur der in den Feuerherd einströmenden atmosphärischen Luft;

e = 2.718 die Basis der natürlichen Logarithmen;

p das oben erklärte Güteverhältniss der Kesselheizung;

S die Dampfmenge in Kilg., welche durch die B Kilg. Brennstoff in jeder Sekunde gebildet wird;

so hat man folgende Beziehungen:

$$p = \left[1 - \frac{s L}{B \mathfrak{H}} (w - u_0) \right] \left(1 - e^{-\frac{k}{s} \frac{F}{L}} \right)$$

Le . . . En . . .

$$\frac{F}{S} = \frac{L}{B} \frac{s}{k} \frac{650 - w_0}{\xi} \frac{1}{p} \log_{\text{nat}} \left\{ \frac{1 - (w - u_0) \frac{s}{\xi} \frac{L}{B}}{1 - p - (w - u_0) \frac{s}{\xi} \frac{L}{B}} \right\}$$

$$\frac{S}{B} = \frac{p \xi}{650 - w_0}$$

$$\frac{F}{B} = \frac{L}{B} \frac{s}{k} \log_{\text{nat}} \left\{ \frac{1 - (w - u_0) \frac{s}{\xi} \frac{L}{B}}{1 - p - (w - u_0) \frac{s}{\xi} \frac{L}{B}} \right\}$$

Für Dampfkesselheizungen mit Steinkohlen darf man setzen:

$$\frac{L}{B} = 22 \quad \xi = 7000 \quad w - u_0 = 100 \quad w_0 = 50^\circ$$

$$s = 0.237 \quad k = \frac{1}{158}$$

und dann findet man:

$$p = 0.919 \left(1 - e^{-\frac{F}{900 B}} \right)$$

$$\frac{F}{S} = \frac{77}{p} \log_{\text{nat}} \left(\frac{0.919}{0.919 - p} \right)$$

$$\frac{S}{B} = 11 p$$

$$\frac{F}{B} = 847 \log_{\text{nat}} \left(\frac{0.919}{0.919 - p} \right)$$

Vermittelst dieser Formeln findet man:

für p	=	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
$\frac{S}{B}$	=	2.2	3.3	4.4	5.5	6.6	7.7	8.8
$\frac{F}{S}$	=	83	100	109	120	135	157	196
$\frac{F}{B}$	=	183	330	480	660	891	1201	1724

249.

Gewöhnliche empirische Regeln zur Bestimmung der Heizfläche.

Gewöhnlich wird die Heizfläche der Dampfkessel durch folgende Zahlenverhältnisse bestimmt.

Man rechnet für jede Pferdekraft einer Landmaschine 1.5 Quadratmeter, für jede Pferdekraft einer Schiffmaschine 1 Quadratmeter Heizfläche.

1 Quadratmeter Heizfläche liefert:

in 1 Sekunde . . .	0.0067 Kilg. Dampf
in 1 Minute . . .	0.4 " "
in 1 Stunde . . .	24 " "

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Sekunde sind erforderlich 150 Quadratmeter Heizfläche.

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Minute sind erforderlich 2.5 Quadratmeter Heizfläche.

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Stunde sind erforderlich 0.041 Quadratmeter Heizfläche.

250.

Cylindrische Kessel mit oder ohne Siedröhren.

Nennt man:

- F die Heizfläche, welche der Kessel erhalten soll;
 - D den Durchmesser des Hauptkessels;
 - L die ganze Länge des Hauptkessels;
 - d den Durchmesser einer Siedröhre oder Vorwärmerröhre;
 - l die Länge einer Siedröhre oder Vorwärmerröhre;
 - m m, die Zahlen, welche ausdrücken, wie oftmal die Oberflächen des Hauptkessels und eines Siedrohres grösser sind, als die Heizflächen derselben;
 - i die Anzahl der Siedröhren,
- so ist:

$$D = \sqrt{\frac{F}{\pi \frac{L}{D} \left[\frac{1}{m} + \frac{i}{m_1} \left(\frac{d}{D} \right) \left(\frac{l}{L} \right) \right]}}$$

Für Kessel ohne Siedröhren ist: $i = 0$, $m = 1.757$, und dann wird:

$$D = 0.75 \sqrt{\frac{D}{L} F}$$



$$\text{Für } \frac{L}{D} = \quad 4 \quad \quad 5 \quad \quad 6$$

$$\text{wird } D = 0.375 \sqrt{F} \quad 0.335 \sqrt{F} \quad 0.305 \sqrt{F}$$

251.

Roste für Dampfkessel.

Nennt man: \mathcal{S} die Steinkohlenmenge in Kilg. und \mathfrak{H} die Holzmenge in Kilgr., welche stündlich auf einem Rost verbrannt werden sollen und N die Pferdekraft des Kessels, zu welchem der Rost gehört, so ist die Rostfläche R zu nehmen wie folgt:

$$R = \frac{N}{10} = \frac{\mathcal{S}}{50} = \frac{\mathfrak{H}}{100}$$

Die Spalten zwischen den Roststäben sollen bei Steinkohlenfeuerung $\frac{1}{4}$ und bei Holzfeuerung $\frac{1}{3}$ der ganzen Rostfläche betragen.

Die Dimensionen der Roststäbe sind nach den in Fig. 6 angegebenen Verhältnissen zu nehmen.

252.

Allgemeine Regeln für Roste.

Nennt man:

- B die Brennstoffmenge in Kilg., welche stündlich auf dem Rost verbrennt werden soll;
 - R die Oberfläche des Rostes;
 - \mathfrak{V} das Volumen des auf dem Rost befindlichen Brennstoffes;
 - Δ die mittlere Dicke der Brennstoffschichte;
 - v die Anfachungsgeschwindigkeit oder die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Rostspalten strömt in Metern;
 - m das Verhältniss der Summe der Querschnitte sämtlicher Rostspalten und der Fläche des Rostes;
- so hat man für jede Feuerungsanlage:

$$\mathfrak{V} = \frac{1}{1895} \frac{B}{m}, \quad R = \frac{1}{1895} \frac{B}{m \Delta}, \quad v = 7 \Delta$$

In die Formeln ist zu setzen:

	m	δ	$\frac{R}{\delta}$
für Dampfkesselfeuerungen mit Steinkohlen .	0.25	0.1	$\frac{1}{48}$
„ Lokomotivfeuerungen mit Coaks	0.50	0.4	$\frac{1}{379}$
„ Holzfeuerungen	0.30	0.2	$\frac{1}{114}$
„ Holzkohlenfeuerungen	0.25	0.18	$\frac{1}{48}$

253.

Einmauerung der Kessel.

Auf Tafel XXXVI findet man die Verhältnisse der Hauptdimensionen der Kessel und jene der Einmauerung zum Durchmesser des Kessels angegeben.

Fig. 1, 2, 3, 4, Kessel ohne Siedröhre, die Länge 6 mal so gross als der Durchmesser.

Fig. 7, 8, 9, 10, Kessel mit 2 Siedröhren; der Kessel 5 mal so lang als der Durchmesser.

254.

Wanddicke cylindrischer und kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen oder kugelförmigen Theiles eines Dampfkessels in Centimetern;

δ die Metalldicke der cylindrischen oder kugelförmigen Wand in Centimetern;

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht;

so hat man:

a) für cylindrische Kessel:

$$\delta = \frac{1.315 + 0.495 n}{363 - n} D$$

Diese Formel gibt:

für n	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{\delta}{D}$	0.0050	0.0064	0.0077	0.0092	0.0106	0.0120	0.0139	0.0149

1871

1871
1872
1873
1874
1875

1876
1877
1878

1879
1880
1881
1882
1883

1884
1885
1886
1887
1888
1889
1890
1891
1892
1893
1894
1895
1896
1897
1898
1899
1900

1901
1902
1903
1904
1905
1906
1907
1908
1909
1910
1911
1912
1913
1914
1915
1916
1917
1918
1919
1920
1921
1922
1923
1924
1925
1926
1927
1928
1929
1930
1931
1932
1933
1934
1935
1936
1937
1938
1939
1940
1941
1942
1943
1944
1945
1946
1947
1948
1949
1950
1951
1952
1953
1954
1955
1956
1957
1958
1959
1960
1961
1962
1963
1964
1965
1966
1967
1968
1969
1970
1971
1972
1973
1974
1975
1976
1977
1978
1979
1980
1981
1982
1983
1984
1985
1986
1987
1988
1989
1990
1991
1992
1993
1994
1995
1996
1997
1998
1999
2000
2001
2002
2003
2004
2005
2006
2007
2008
2009
2010
2011
2012
2013
2014
2015
2016
2017
2018
2019
2020
2021
2022
2023
2024
2025
2026
2027
2028
2029
2030
2031
2032
2033
2034
2035
2036
2037
2038
2039
2040
2041
2042
2043
2044
2045
2046
2047
2048
2049
2050
2051
2052
2053
2054
2055
2056
2057
2058
2059
2060
2061
2062
2063
2064
2065
2066
2067
2068
2069
2070
2071
2072
2073
2074
2075
2076
2077
2078
2079
2080
2081
2082
2083
2084
2085
2086
2087
2088
2089
2090
2091
2092
2093
2094
2095
2096
2097
2098
2099
2100

b) für kugelförmige Kesseltheile :

$$\delta = \frac{3.125 + 0.495 n}{725 - n}$$

Diese Formel gibt:

für n =	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{\delta}{D}$ =	0.0050	0.0057	0.0064	0.0071	0.0077	0.0085	0.0092	0.0098

255.

Vernietung der Bleche. Taf. XXXVI, Fig. 5.

Durchmesser eines Nietbolzens	2	δ
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes	3	δ
Durchmesser des konischen Kopfes	4	δ
Ganze Höhe einer Niete mit Einschluss der Köpfe	5	δ
Entfernung zweier auf einander folgenden Nieten von Mittel auf Mittel	5	δ
Entfernung der Mittelpunkte der Nieten vom Rand des Bleches	3	δ

256.

Sicherheitsventile.

Nennt man:

- F die Heizfläche in Quadratmetern des Kessels;
 - N die Pferdekraft des Kessels;
 - S die Dampfmenge in Kilg., welche in jeder Sekunde in dem Kessel produziert werden soll;
 - Ω den Querschnitt in Quadratmetern der Ventilöffnung;
 - P die Belastung des Ventils in Kilogrammen;
 - p denjenigen Druck des Dampfes auf einen Quadratmeter, bei welchem die Hebung des Ventils beginnen soll;
 - $\alpha + \beta p$ das Gewicht von einem Kilogramm Dampf, der auf einen Quadratmeter einen Druck p ausübt;
 - \mathfrak{A} den Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter;
- so hat man zur Berechnung von Ω und P folgende Ausdrücke:

$$\Omega = 0.04 \frac{S}{\alpha + \beta p} = \frac{0.04}{150} \frac{F}{\alpha + \beta p} = \frac{0.04}{100} \frac{N}{\alpha + \beta p}$$

$$P = \Omega (p - \mathfrak{A})$$

$$P = 0.04 S \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p} = \frac{0.04}{150} F \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p} = \frac{0.04}{100} N \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p}$$

Vermittelst dieser Formeln ist nachstehende Tabelle berechnet:

Spannung des Dampfes im Kessel in Atmosph.	$\frac{Q}{S}$	$\frac{Q}{F}$	$\frac{Q}{N}$	$\frac{P}{S}$	$\frac{P}{F}$	$\frac{P}{N}$
2	0.03580	0.000238	0.000358	370	2.46	3.70
3	0.02468	0.000164	0.000247	510	3.40	5.10
4	0.01896	0.000127	0.000189	587	3.91	5.87
5	0.01544	0.000103	0.000154	638	4.25	6.38
6	0.01312	0.000087	0.000131	677	4.51	6.77

Heizung zur Erwärmung der Lokaltäten.

257.

Bestimmung der Wärmemenge, welche die Beheizung eines Raumes erfordert.

Nennt man:

- M die Mauerfläche, Deckfläche und Bodenfläche, welche den zu erwärmenden Raum einschliessen, die Fensterflächen nicht mitgerechnet;
 - F die Summe der Fensterflächen, welche in dem zu erwärmenden Raum vorkommen;
 - c die Mauerdicke;
 - Δ_0 die niedrigste Temperatur der äusseren Luft im Winter;
 - Δ die Temperatur, welche in dem Raum hervorgebracht werden soll, wenn die äussere Temperatur Δ_0 ist;
 - m n zwei Zahlen, welche von der Natur des Baumaterials abhängen;
 - p die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter Fensterfläche bei einer Temperaturdifferenz von 1° verloren geht;
 - f ein Coefficient, welcher von dem Umstand abhängt, ob die Heizung continuirlich fortgeht oder mit Unterbrechungen;
- so ist die Wärmemenge, welche stündlich die Beheizung des Raumes erfordert, wenn derselbe nicht künstlich ventilirt wird:

$$W = f \left(\frac{m n}{m c + n} M + p F \right) (\Delta - \Delta_0)$$





Die folgende Tabelle gibt für verschiedene Materialien die Werthe von m n und p :

	m	n	p
Bruchsteinmauer .	9	0.80	—
Backsteinmauer .	9	0.68	—
Tannenholz . . .	8	0.17	—
Eichenholz . . .	8	0.32	—
Glas	9	0.27	—
Einfaches Glasfenster	—	—	3.66
Doppelfenster . .	—	—	2.00

Für ununterbrochene Heizung ist $f = 1.0$

Wenn nur bei Tag geheizt wird, Nachts aber nicht $f = 1.2$

In den gewöhnlichen Fällen ist anzunehmen: a) Mauern aus Bruchsteinen. b) Mauerdicke 0.6^m. c) Einfache Fenster. d) Heizung mit Unterbrechung. e) Grösste Temperaturdifferenz 30° und dann wird:

$$W = 36 M + 132 F$$

258.

Heizung mit Lüfterneuerung für Lokalitäten, in welchen sich eine grössere Anzahl Menschen aufhalten.

Ein Mensch bedarf stündlich 6 Kubikm. oder $6 \times 1.3 = 7.8$ oder nahe 8 Kilogramm atmosphärische Luft. Die Wärmemenge, welche ein Mensch in 1 Stunde entwickelt, beträgt ungefähr 73 Einheiten; von diesen werden aber $25 = 0.038 \times 650$ Einheiten zur Dampfbildung verwendet, es bleiben also noch $73 - 25 = 48$ Einheiten übrig, welche erwärmend wirken. Nennt man nun:

q die Luftmenge in Kilg., welche stündlich durch Ventilation dem zu erwärmenden Raume in reinem, aber kaltem Zustande zugeleitet und in unreinem Zustande aus dem Raume abgeleitet werden soll;

\mathfrak{N} die Anzahl der Menschen, welche sich in dem Raume aufhalten;

W die Wärmemenge, welche stündlich durch den Heizapparat entwickelt werden muss, um in den Raum eine Temperatur Δ zu erhalten,

so ist:

$$W = f \left(\frac{m n}{m e + n} M + p F \right) (\Delta - \Delta_0) + 0.237 p (\Delta - \Delta_0) - 4$$

Gewöhnlich ist zu nehmen: $q = 8 \text{ R}$, und $f n m p e$. $\Delta - \Delta_0$, in vorhergehender Nummer und dann wird:

$$W = 36 M + 132 F + 9 \text{ R}$$

259.

Durchgang der Wärme durch eine ebene Wand, die von zwei Flüssigkeiten berührt wird, deren Temperaturen unveränderlich sind.

Nennt man:

- Δ die Temperaturdifferenz der beiden durch die Wand getrennten Flüssigkeiten;
- e die Wanddicke in Metern;
- F die Oberfläche einer Wandseite in Metern;
- W die Wärmemenge, welche stündlich durch die Fläche F geht;
- γ_1, γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche den beiden Begränzungsflächen der Wand entsprechen. Der Wärmeübergang-Coeffizient ist die Wärmemenge, welche in einer Stunde durch einen Quadratmeter der Begränzungsfläche eines Körpers geht, wenn die Differenz der Temperaturen, welche im Körper mittelbar innerhalb seiner Oberfläche und in der Flüssigkeit unmittelbar ausserhalb des Körpers vorhanden sind, nur ein Grad beträgt;
- λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten des Materials, aus welchem die Wand besteht. Dieser Coefficient ist die Wärmemenge, welche in einer Stunde durch jeden Querschnitt eines Stabes geht, dessen Querschnitt 1 Quadratmeter beträgt, wenn die Temperaturen im Stab auf jeden Meter Länge um einen Grad verschieden sind.

Dies vorausgesetzt, hat man:

$$W = \frac{F \Delta}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{e}{\lambda}}$$



260.

Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter einer Wand geht, die aus mehreren sich berührenden Materialschichten zusammengesetzt ist.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden durch die Wand getrennten Flüssigkeiten;

$e_1, e_2, e_3, e_4 \dots$ die Dicken der Materialschichten, aus welchen die Wand besteht;

$\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 \dots$ die Wärmeübergangs-Coeffizienten durch die Begrenzungsflächen der Schichten;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots$ die Wärmeleitungs-Coeffizienten, welche den Materialien entsprechen, aus welchen die Schichten bestehen;

F die Oberfläche einer Wandseite in Quadratmetern;

W die Wärmemenge, welche stündlich durch die Fläche F geht so ist:

$$W = \frac{F \Delta}{\frac{1}{\gamma_0} + \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \dots + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \dots}$$

261.

Wärmemenge, welche stündlich durch die Wände eines cylindrischen Gefässes geht, das innen und aussen mit Flüssigkeiten in Berührung steht.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden Flüssigkeiten;

r_1 den inneren
 r_2 den äusseren } Halbmesser des Cylinders in Metern;

l die Länge des Cylinders in Metern;

γ_1 und γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche der inneren und äusseren Begrenzungsfläche des Cylinders entsprechen;

λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten des Materials, aus welchem die Wand besteht;

W die Wärmemenge, welche stündlich von aussen nach innen eindringt, wenn die äussere Temperatur höher ist als die innere, oder von innen nach aussen entweicht, wenn die innere Temperatur höher ist als die äussere;

so hat man:

$$W = \frac{2 \pi l \Delta}{\frac{1}{r_1 \gamma_1} + \frac{1}{r_2 \gamma_2} + \frac{1}{\lambda} \log_{\text{nat}} \frac{r_2}{r_1}}$$

262.

Wärmemenge, die durch die Wand eines sphärischen Gefässes geht, welches innen und aussen mit Flüssigkeiten in Berührung steht.

Nennt man:

- Δ die Temperaturdifferenz der beiden Flüssigkeiten;
- r_1 den inneren | Halbmesser der Wand in Metern;
- r_2 den äusseren |
- γ, γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche der inneren und äusseren Begränzungsfläche der Wand entsprechen;
- λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten für das Material, aus welchem die Wand besteht;
- W die Wärmemenge, welche stündlich in die Kugel eindringt, wenn die äussere Flüssigkeit wärmer ist als die innere, oder aus der Kugel entweicht, wenn die innere Flüssigkeit wärmer ist als die äussere;
- so ist:

$$W = \frac{4 \pi \Delta}{\frac{1}{\gamma_1 r_1^2} + \frac{1}{\gamma_2 r_2^2} + \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}$$

263.

Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heissen flüssigen Strom.

Die Erwärmung einer kalten Flüssigkeit durch eine heisse Flüssigkeit geschieht gewöhnlich indem man die heisse Flüssigkeit durch einen Kanal strömen lässt, dessen Wände aus einem die Wärme gut leitenden Material bestehen und die zu erwärmende Flüssigkeit mit diesen Wänden in Berührung bringt.

Wir nennen einen solchen Erwärmungsapparat:

- 1) Kesselapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit an allen Punkten der Wand die gleiche Temperatur hat;
- 2) Parallelstromapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die mit jener des heissen Stromes übereinstimmt;
- 3) Gegenstromapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die jener des heissen Stromes entgegengesetzt ist.

Die Wandflächen (Erwärmungsflächen, Heizflächen), welche diese Apparate erhalten müssen, damit der heisse Strom stündlich eine gewisse Wärmemenge an die zu erwärmende Flüssigkeit abgibt, können auf folgende Art bestimmt werden.

The first part of the paper is devoted to a discussion of the general principles of the theory of the origin of life. The author begins by stating that the question of the origin of life is one of the most important and interesting problems in science. He then proceeds to discuss the various theories that have been proposed to explain the origin of life, including the theory of spontaneous generation, the theory of biogenesis, and the theory of abiogenesis. The author concludes his discussion by stating that the theory of abiogenesis is the most plausible of the three.

The second part of the paper is devoted to a discussion of the evidence for the evolution of life. The author begins by stating that the evidence for the evolution of life is overwhelming. He then proceeds to discuss the various pieces of evidence that support the theory of evolution, including the fossil record, comparative anatomy, and molecular biology. The author concludes his discussion by stating that the theory of evolution is the most plausible explanation for the diversity of life on Earth.

The third part of the paper is devoted to a discussion of the future of the study of the origin of life. The author begins by stating that there are many questions that remain unanswered about the origin of life. He then proceeds to discuss the various methods that can be used to answer these questions, including experimental studies, theoretical models, and the study of ancient rocks. The author concludes his discussion by stating that the study of the origin of life is a field that is ripe for discovery.

Es sei:

- W** die Wärmemenge, welche der heiße Strom stündlich an die zu erwärmende Flüssigkeit abgeben soll;
T₀ die Temperatur, mit welcher der heiße Strom in den Erwärmungskanal eintritt;
T₁ die Temperatur, mit welcher der heiße Strom den Erwärmungskanal verläßt;
k der Wärmedurchgangs-Coeffizient, d. h. die Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter der Erwärmungsfläche gehen würde, wenn die Temperatur der heißen Flüssigkeit in allen Stellen nur um einen Grad höher wäre als die Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit.

Ferner:

a) für einen Kesselapparat:

- F_k** die Erwärmungsfläche dieses Apparates;
t die Temperatur der die Erwärmungsfläche umgebenden Flüssigkeit;

b) für einen Parallelstromapparat:

- F** die Erwärmungsfläche des Apparates;
t₀ die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit in den Apparat eintritt;
t₁ die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit den Apparat verläßt;

c) für einen Gegenstromapparat:

- F** die Erwärmungsfläche des Apparates;
t₀ die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit in den Apparat eintritt;
t₁ die Temperatur, mit welcher die erwärmte Flüssigkeit den Apparat verläßt.

Dies vorausgesetzt, hat man:

$$F_k = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1}$$

$$F_p = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_0}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1 + (t_1 - t_0)}$$

$$F_g = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

Die Werthe von k für verschiedene Flüssigkeiten und Wandungen sind noch nicht ganz zuverlässig durch Versuche ausgemittelt. Die wahrscheinlichen Werthe von k sind:

Für den Uebergang der Wärme:

- a) aus Luft durch eine Wand aus gebrannter Erde
von 1 Centimeter Dicke in Luft $k = 5$
- b) aus Luft durch eine Wand aus Gusseisen von 1
bis 1.5 Centimeter Dicke in Luft $k = 14$
- c) aus Luft durch eine Wand aus Eisenblech in Luft $k = 7$
- d) aus Luft durch eine Wand von Eisenblech in Wasser
oder aus Wasser in Luft $k = 23$
- e) aus Dampf durch eine Wand von Gusseisen in Luft $k = 12$

264.

Ofenheizung.

Nennt man:

W die nach Nr. 252 berechnete Wärmemenge, welche die Erwärmung des Raumes erfordert;

F die Oberfläche des Ofens;

so hat man:

- a) für Ofen aus gebrannter Erde . $F = \frac{W}{1600}$
- b) für Ofen aus Gusseisen . . . $F = \frac{W}{4000}$
- c) für Ofen aus Eisenblech . . . $F = \frac{W}{1500}$

265.

Calorifer aus gusseisernen Röhren.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich an die zu erwärmende Luft abgegeben werden soll;

T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;

T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Heizapparat verlassen;

t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Luft in den Heizapparat eintritt;

t_1 die Temperatur, bis zu welcher die Luft erwärmt werden soll;

$k = 14$ die Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadrat-

meter einer Gusseisenwand von 1 bis 1.5 Centimeter Dicke geht, wenn die Temperaturdifferenz 1° beträgt;

F die Heizfläche des Apparates;

so ist:

a) wenn der Apparat als ein Kesselapparat angesehen werden kann:

$$F_k = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1}$$

b) für einen Parallelstromapparat:

$$F_p = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_0}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1 + (t_1 - t_0)}$$

c) für einen Gegenstromapparat:

$$F_g = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

In der Regel darf man setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300^\circ \quad t_1 = 150^\circ \quad t_0 = 10^\circ$$

und dann findet man:

$$F_k = \frac{W}{5760} \quad F_p = \frac{W}{6230} \quad F_g = \frac{W}{7200}$$

266.

Niederdruck-Wasserheizung,

bestehend aus einem Kessel, von welchem aus Röhren durch die zu erwärmenden Räume ziehen und zuletzt wiederum in den Kessel zurückkehren.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Erwärmung des Raumes nothwendig ist;

T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;

T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen;

- t_0 die Temperatur, mit welcher das in den Wärmeröhren befindliche Wasser in den Kessel eintritt;
 t_1 die Temperatur, mit welcher das erwärmte Wasser aus dem Kessel in die Wärmeröhren übertritt;
 Δ die Temperatur, welche in den zu erwärmenden Raum eintreten soll;
 F die Heizfläche des Kessels;
 f die Oberfläche der wärmenden Röhren;
 $k = 23$ Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter der Röhren- oder Kesselwand gieng, wenn die Temperaturdifferenz 1° betrüge;
 so ist

$$F = \frac{W \log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{k (T_0 - T_1)}$$

$$f = \frac{W \log_{\text{nat}} \frac{t_1 - \Delta}{t_0 - \Delta}}{k (t_1 - t_0)}$$

In der Regel darf man setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t_0 = 40 \quad t_1 = 80^\circ \quad \Delta = 14^\circ$$

und dann findet man:

$$F = \frac{W}{11500} \quad f = \frac{W}{1000}$$

267.

Hochdruck-Wasserheizung nach Perkins.

Nennt man:

- W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung des Raumes nothwendig ist;
 T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;
 T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Ofen verlassen;
 t_0 die Temperatur, mit welcher das Wasser in die im Ofen befindliche Spirale eintritt;
 t_1 die Temperatur, mit welcher das Wasser die Spirale verlässt und in die Wärmeröhren eintritt;

Δ die Temperatur, welche in den zu erwärmenden Raum eintreten soll;

F die innere Fläche der Spirale;

f die innere Fläche der Wärmeröhren;

$k=23$ den Wärmedurchgangs-Coeffizienten;

so ist:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

$$f = \frac{W}{k} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{t_1 - \Delta}{t_0 - \Delta}}{t_1 - t_0}$$

In der Regel darf man für diese Heizung setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t_0 = 50 \quad t_1 = 150 \quad \Delta = 14$$

und dann wird:

$$F = \frac{W}{11300} \quad f = \frac{W}{1720}$$

Der innere Durchmesser der Röhren dieser Heizung beträgt 0.0125, der äussere 0.0250 Meter. Nennt man L und l die Röhrenlängen, welche den Flächen F und f entsprechen;

so ist:

$$F = 0.0125 \times 3.14 \times L \quad f = 0.0125 \times 3.14 \times l$$

und dann findet man:

$$L = \frac{W}{425} \quad l = \frac{W}{65}$$

268.

Dampfheizung.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung des Raumes nothwendig ist;

F die Heizfläche des Kessels;

f die Oberfläche der Dampfrohren;

t die Temperatur des Wassers und Dampfes im Kessel;

Δ die Temperatur, welche in den zu erwärmenden Raum eintreten soll;

T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;

T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen;
so hat man;

$$F = \frac{W}{23} \frac{\log_{\text{nat}} \frac{T_0 - t}{T_1 - t}}{T_0 - T_1}$$

$$f = \frac{W}{12(t - \Delta)}$$

In der Regel ist für eine Dampfheizung zu setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t = 110^\circ \quad \Delta = 14$$

und dann wird:

$$F = \frac{W}{10400} \quad f = \frac{W}{1152}$$

Gasbeleuchtung.

Beleuchtung mit Steinkohlengas.

269.

Lichtstärke der Kerzen, Lampen und Gasbrenner.

- a) Eine Talgkerze von $\frac{1}{16}$ Pfund Gewicht brennt durch 9.5 Stunden, und gibt so viel Licht, als ein Gasbrenner, welcher per 1 Stunde 14 Liter Steinkohlengas verbrennt.
- b) Eine gemeine Lampe mit plattem Docht verbrennt per 1 Stunde 13 Grammes Oel, gibt eine Lichtstärke von 1.13 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Litres Gas verbrennt.

• 1 coral gas shown A, 100 . . . III in 4.7g



- c) Eine Wachskerze (5 auf 1 Pfund) gibt eine Lichtstärke von 1·1 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Liter Gas verbrennt.
- d) Eine Argand'sche Lampe, welche per 1 Stunde 30 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 4 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 56 Liter Gas verbrennt.
- e) Eine Sinombra-Lampe, welche per 1 Stunde 50 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·6 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 107 Liter Gas verbrennt.
- f) Eine Carcellampe, welche per 1 Stunde 42 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·71 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher stündlich 108 Liter Gas verbrennt.

270.

Tabelle zur Vergleichung des Brennstoffverbrauches.

(Die Zahlen einer Horizontalkolumne geben die Brennstoffmengen, welche gleiche Lichtmenge entwickeln.)

Kerzen- beleuchtung.		Oellampenbeleuchtung.			Steinkohlengas.		Oelgas in Litres.
Talg. Kilg.	Wachs. Kilg.	Carcel.	Sinom- bra.	Platte Dochte.	Gas in Litres.	Steinkoh- len in Kilogr.	
1·00	0·92	0·59	0·71	1·26	1530	7·30	566
1·09	1·00	0·65	0·78	1·37	1670	7·94	619
1·67	1·54	1·00	1·19	2·11	2570	12·20	951
1·40	1·29	0·84	1·00	1·76	2140	10·00	793
0·80	0·73	0·47	0·57	1·00	1210	5·75	448
0·65	0·60	0·39	0·47	0·83	1000	4·76	370
0·14	0·13	0·08	0·10	0·17	210	1·00	78
0·76	1·61	1·05	1·26	2·23	2700	13·00	1000

Tabelle über die Brennstunden in den einzelnen Monaten, Quartalen und im Jahr.

Anfang und Ende der Brennzeit.	Erstes Quartal.			Zweites Quartal.			Drittes Quartal.			Viertes Quartal.			Erstes Quartal.		Zweites Quartal.		Drittes Quartal.		Viertes Quartal.		Im Jahr.
	April.	Mai.	Juni.	Juli.	August.	September.	October.	November.	Dezember.	Januar.	Februar.	März.									
Von der Dämmerung bis 6 Uhr . .	—	—	—	—	—	2	31	62	80	65	33	4	—	2	173	102	277				
„ 7 „ . .	4	—	—	—	14	22	62	92	111	96	61	31	4	36	265	188	493				
„ 8 „ . .	28	4	—	—	40	52	93	122	142	127	89	62	32	92	357	278	759				
„ 9 „ . .	58	29	8	13	71	82	124	152	173	158	117	93	95	166	449	368	1078				
„ 10 „ . .	88	60	38	44	102	112	155	182	204	189	145	124	186	258	541	458	1443				
„ 11 „ . .	118	91	68	75	133	142	186	212	235	220	173	155	277	350	633	548	1808				
„ 12 „ . .	148	122	98	106	164	172	217	242	266	251	201	186	368	442	725	638	2173				
Die ganze Nacht . .	295	242	195	217	307	345	421	473	527	512	411	382	732	869	1421	1305	4327				
Morgens von 4 Uhr.	28	2	—	—	16	48	80	110	137	137	98	71	30	64	327	306	727				
„ 5 „	3	—	—	—	—	18	49	80	106	106	70	40	3	18	235	216	472				
„ 6 „	—	—	—	—	—	—	18	50	75	75	42	9	—	—	143	126	269				
„ 7 „	—	—	—	—	—	—	—	20	44	44	14	—	—	—	64	58	122				

Nach diesen Angaben und Tabellen kann sehr leicht die Gasmenge und der Aufwand an Kohlen berechnet werden, die für eine Beleuchtung mit Gas nothwendig sind.

272.

Retorten.

Die Destillation von 1 Kilg. Steinkohlen erfordert 0.25 Kilg. Coaks.

Mit 1 Kilg. Steinkohlen gewinnt man durchschnittlich folgende Produkte:

Coaks Kilg.	Theer Kilg.	Amoniakwasser Kilg.	Steinkohlengas Liter
0.330	0.064	0.100	256

Ladung der Retorten für jeden Quadratmeter der inneren Fläche 23 Kilg.

Gasproduktion in 24 Stunden durch 1 Quadratmeter der inneren Retortenflächen 30 Kubikmeter

Gewöhnliche Abmessungen der Retorten:

Länge	2.5 Meter
Weite	0.4 „
Höhe	0.8 „
innere Fläche	3.25 Quadratmeter
Wanddicke { Gusseisenretorten	0.03 Meter
Thonretorten	0.08 „

Summe der inneren Flächen aller Retorten

des Gaswerkes $F = \frac{B q T}{30}$ Quadratmeter

In dieser Formel bezeichnet:

- B die Anzahl der Brenner;
- q den Gasverbrauch in Kubikmetern eines Brenners in einer Stunde. Gewöhnlich ist $q = 0.1$ Kubikmeter oder nahe 4 Kubikfuss englisch;
- T die Beleuchtungszeit am kürzesten Tage für Städtebeleuchtungen ist in der Regel $T = 12$ Stunden;

F die Summe der inneren Flächen aller Retorten, welche erforderlich sind, um für B Brenner die hinreichende Gasmenge zu liefern.

Rostfläche für 1 Quadratmeter Retortenfläche 0.012 Quadratmeter

273.

Vorlage.

Querschnitt der Vorlage $= \frac{F}{1133}$

Länge der Vorlage gleich der Länge aller Retortenöfen.

274.

Condensator.

Oberfläche aller Röhren des Condensators $= \frac{F}{3.3}$

Querschnitt jeder Röhre des Condensators $= \frac{F}{4200}$

Höhe einer Röhre = 3 bis 4 Meter

275.

Kalkreiniger.

Volumen aller Kalkreiniger $= \frac{F}{14}$

Hordenfläche aller Kalkreiniger $= \frac{F}{2}$

276.

Gasuhr.

Querschnitt der Trommel $= \frac{F}{177}$

Länge der Trommel gleich ihrem Durchmesser.

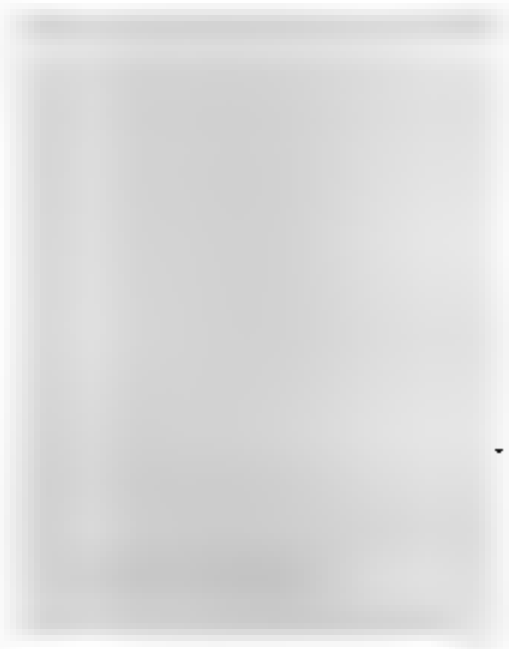
277.

Der Gasbehälter.

Nennt man:

B das Volumen des Gasbehälters;

D den Durchmesser desselben;



H die Höhe desselben;

Q den stündlichen Gasverbrauch aller Brenner in Kubikmet.;

T die Beleuchtungszeit am kürzesten Tag;

so ist im Minimum:

$$\mathfrak{B} = (24 - T) \frac{T}{24} Q$$

für	T =	5	6	7	8	9	10	11	12
wird	$\frac{\mathfrak{B}}{Q} =$	4	4.5	5	5.3	5.6	5.8	6	6

Hat man das Volumen \mathfrak{B} berechnet, so findet man:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \mathfrak{B}} = 1.37 \sqrt[3]{\mathfrak{B}}$$

$$H = \frac{1}{2} D$$

278.

Gasleitung.

Nennt man:

Q die Gasmenge in Kubikmetern, welche per Stunde durch eine Röhre geleitet werden soll;

D den Durchmesser der Röhre in Millimetern;

V die Geschwindigkeit der Bewegung des Gases in der Röhre;

so ist zu nehmen:

$$V = 0.3 \left(1 + \frac{1}{10} Q\right) \quad \text{wenn } Q < 100 \text{ Kubikmeter}$$

$$V = 3^m \quad \text{wenn } Q \geq 100 \quad "$$

$$D = 33 \sqrt{\frac{Q}{1 + 0.1 Q}} \quad \text{wenn } Q < 100 \quad "$$

$$D = 10 \sqrt[3]{Q} \quad \text{wenn } Q \geq 100 \quad "$$

Die folgende Tabelle enthält die Resultate dieser Formeln. Bei der Berechnung der Zahl der Brenner wurden 100 Liter Gas per Stunde auf 1 Brenner gerechnet:

Gasmenge, welche stündlich durch die Röhre zu leiten ist.	Anzahl der Gasbrenner, welchen das Gas zugeleitet wird.	Geschwindigkeit des Gases in der Röhre in Metern und per 1".	Durchmesser der Röhre in Millimet.
Liter.		Meter.	
100	1	0.300	10.5
500	5	0.315	23.0
1000	10	0.330	32.0
2000	20	0.360	43.0
3000	30	0.390	50.5
4000	40	0.420	54.8
5000	50	0.450	60.8
6000	60	0.480	64.9
7000	70	0.510	67.5
8000	80	0.540	70.2
9000	90	0.570	72.5
10000	100	0.600	74.5
20000	200	0.900	86.0
30000	300	1.200	91.3
40000	400	1.500	94.3
50000	500	1.800	96.3
60000	600	2.100	97.5
70000	700	2.400	98.6
80000	800	2.700	100.0
90000	900	3.000	100.0
100000	1000	3.000	100.0

279.

Die Brenner.

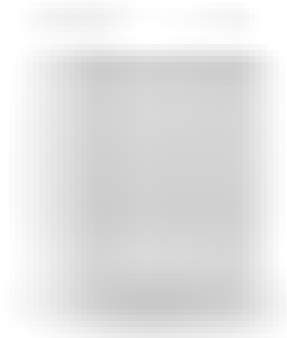
Einfache Brenner.

Die vorteilhafteste Höhe der Flamme ist:

für Steinkohlengas = 0.12^m

„ Oelgas = 0.10^m

Nennt man d den Durchmesser der Ausströmungsöffnung in Millimetern, q die Gasmenge in Litern, welche in 1 Sekunde ausströmen soll, so ist:



$$d = \frac{1}{13} \sqrt{q}$$

Lichtstärke der Flamme nach Talg- kerzen	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Gasmenge in Liter per 1 Stunde (Steinkoh- lengas).	28	42	56	70	84	98	112	126	140
Durchmesser der Aus- strömungen in Mil- limetern	0.40	0.50	0.60	0.65	0.70	0.80	0.81	0.86	0.90

280.

Verbesserte Regeln zur Berechnung der Gasleitungsröhren.

Die im Vorhergehenden aufgestellten Regeln sind den Anforderungen, welche man in der Praxis an eine Gasleitung stellen muss, nicht ganz entsprechend, indem bei denselben die totale Ausdehnung der Gasleitung nicht berücksichtigt wurde. Die folgenden Regeln sind von diesem Fehler befreit.

Der Erfahrung gemäss soll eine Gasleitung folgenden Bedingungen entsprechen:

- 1) die Leitung soll die erforderliche Gasmenge liefern, wenn die Pressung im Gasbehälter eine Wassersäule von 4 Centimetern zu tragen vermag;
- 2) die Pressung in der vom Gasometer entferntesten Röhre soll wenigstens eine Wassersäule von 2 Centimetern zu tragen im Stande sein;
- 3) die Pressung soll vom Gasometer an bis zur entferntesten Röhre gleichförmig abnehmen, und es sollen überhaupt im ganzen Röhrensystem gleich lange Röhrenstücke gleich grosse Differenzen in den Pressungen verursachen.

Auf diesen Grundsätzen beruhen die folgenden Regeln.

Nennt man:

- L die Länge der Hauptleitung von dem Gasbehälter an bis an den entferntesten Brenner in Metern;
- H die Höhe der Wassersäule in Centimetern, durch welche die an den Enden von L stättfindenden Pressungen gemessen werden.
- In der Regel soll H nicht mehr als 2 Centimeter betragen;

- l die Länge irgend eines Röhrenstückes der Leitung in Metern;
- d den Durchmesser dieses Röhrenstückes in Centimetern;
- B die Anzahl der Brenner, welche der Gasmenge entspricht, die in das Röhrenstück l eintritt;
- b die Anzahl der Brenner, welche direkt von dem Röhrenstück l aus mit Gas versehen werden:
- $m = \frac{B}{b}$ das Verhältniss dieser beiden Brennerzahlen;
- q den stündlichen Gasverbrauch eines Brenners in Kubikmetern.
Gewöhnlich ist $q = 0.1$ Kubikmeter oder nahe 4 Kubikfuss engl.
Dies vorausgesetzt hat man:

$$d^5 = 0.08 \frac{L}{H} B^3 q^3 \left(1 - \frac{3 m - 1}{3 m^2} \right)$$

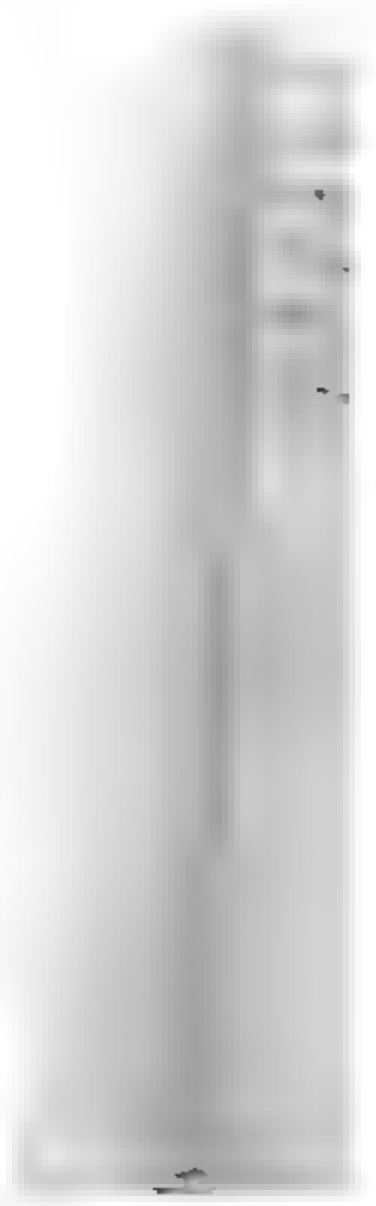
Ist $b = 0$, d. h. sind längs des Röhrenstückes l keine Brenner aufgestellt, so wird:

$$d^5 = 0.08 \frac{L}{H} B^3 q^3$$

Zur numerischen Berechnung dienen folgende Tabellen:

d	d ⁵	d	d ⁵	d	d ⁵
1	1	13	370 295	25	9 770 625
2	32	14	534 824	26	11 881 376
3	243	15	749 375	27	14 348 907
4	1 024	16	1 048 576	28	17 210 368
5	3 125	17	1 419 857	29	20 511 149
6	7 776	18	1 889 568	30	24 300 000
7	16 807	19	2 476 099	31	28 629 151
8	32 768	20	3 200 000	32	33 554 432
9	75 049	21	4 084 101	33	39 135 393
10	100 000	22	5 153 632	34	45 435 424
11	161 051	23	6 436 343	35	52 521 875
12	248 832	24	7 962 624	36	60 466 176





m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$
1.0	0.333	1.9	0.566	5	0.813
1.1	0.366	2.0	0.583	6	0.843
1.2	0.398	2.2	0.614	8	0.880
1.3	0.428	2.4	0.641	10	0.903
1.4	0.456	2.6	0.665	15	0.935
1.5	0.483	2.8	0.685	20	0.951
1.6	0.505	3.0	0.704	30	0.967
1.7	0.527	3.5	0.741	50	0.980
1.8	0.547	4.0	0.771	100	0.990

NEUNTER ABSCHNITT.

Dampfmaschinen.*(aus 1. u. 2. Auflage 1894.)*

281.

Allgemeine Formeln für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen.

Diese Formeln dienen zur Beantwortung der verschiedenen Fragen, welche über die Bewegung und den Bau der Dampfmaschinen gestellt werden können. Um die Anzahl der Formeln nicht zu sehr zu vermehren, sind für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen die Hauptformeln so gestellt, wie wenn es sich immer nur darum handelte, den Nutzeffekt der Maschinen und den Dampfverbrauch zu berechnen. Für den Fall, dass nach anderen Grössen gefragt wird, muss man die unbekannten Grössen erst aus jenen zwei Hauptgleichungen aufsuchen, was keiner Schwierigkeit unterliegt.

282.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Maschinen mit einem Cylinder.

- S Dampfmenge in Kilogrammen, welche per 1" auf die Maschine wirkt.
- O Querschnitt des Dampfeylinders in Quadratmetern.
- D Durchmesser des Dampfeylinders.
- l Länge des Kolbenschubes.
- l₁ Weg, den der Kolben bei Expansionsmaschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt.
- v Mittlere Geschwindigkeit des Kolbens.
- m In der Regel = 0.05 der Coefficient für den schädlichen Raum, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen eines Dampfkanals + dem Volumen zwischen Deckel und Kolben, wenn letzterer am Ende des Schubes steht, zu dem Volumen, welches der Kolben bei einem Schub beschreibt.
- p Druck des Dampfes auf 1 Quadratmeter im Cylinder und hinter dem Kolben, so lange der Cylinder mit dem Kessel communicirt.



in plating - m

1. 1/2
2. 1/2
3. 1/2

m 2 x 1/2 m
= 6 1/2"

much as f 1 1/2"

- r** Der totale auf 1 Quadratmeter der Kolbenfläche reducirte schädliche Widerstand, welcher der Bewegung des Kolbens entgegen wirkt. Dieser Druck **r** ist nahe derjenige Druck, welcher hinter dem Kolben wirken muss, um eine Maschine zu bewegen, wenn dieselbe keinen nützlichen Widerstand überwindet.
- α , β** Zahlen, welche zur Berechnung des Gewichtes von 1 Kubikmeter Dampf dienen; es ist:
- für Niederdruckmaschinen $\alpha = 0.06295$ $\beta = 0.000051$ $\frac{\alpha}{\beta} = 1234$
- für Hochdruckmaschinen $\alpha = 0.1427$ $\beta = 0.0000473$ $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$
- $\alpha + \beta p$** das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, dessen Druck auf 1 Quadratmeter gleich **p** ist. Die Werthe von $\alpha + \beta p$ sind in der Tabelle Nr. 238 angegeben.
- s** Der Dampfverlust in Kilogrammen und in 1 Secunde zwischen Kolben und Cylinder.
- Ω** Querschnitt der Dampfkanäle.
- N** Pferdekraft der Maschine.
- k** Eine Grösse, durch welche der Einfluss der Expansion in Rechnung gebracht wird.
- h** Bei Condensations-Maschinen die Tiefe, aus welcher die Kaltwasserpumpe zu heben hat.

283.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Wolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern.

	Für den grössern Cylinder.	Für den kleinern Cylinder.
Querschnitt des Cylinders	O	o
Kolbenshub	L	l
Coeffizient für den schädlichen Raum	m,	m
Geschwindigkeit des Kolbens	V	v
p Druck des Dampfes hinter dem kleinen Kolben auf 1 Quadratmeter.		
r Der auf 1 Quadratmeter des grossen Kolbens reducirte schädliche Widerstand der Maschine.		

$$\alpha = 0.1427 \quad \beta = 0.0000473 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

- s** Dampfverlust zwischen Kolben und Cylinder in 1 Sekunde.
- \mathfrak{B}** Das Volumen des Verbindungsrohres zwischen den beiden Dampfkammern + das Volumen der Dampfkammer des grossen Cylinders.

Formeln für Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

$$75 N = 0 \cdot v (p - r)$$

$$S = 0 \cdot v (1 + m) (\alpha + \beta p) + s$$

$$r = 1758 + 30 \frac{0}{\Omega} v + 45 h + 269 D + \frac{367}{D}$$

$$s = 0 \cdot 064 D (\alpha + \beta p)$$

Wenn unter den zu suchenden Grössen D vorkommt, muss man zur Berechnung von r vorläufig für D einen Schätzwert annehmen, was wohl erlaubt ist, da der Einfluss von D auf r nicht sehr gross ist.

285.

Formeln für Hochdruck-Maschinen ohne Condensation, ohne Expansion.

$$75 N = 0 \cdot v (p - r)$$

$$S = 0 \cdot v (1 + m) (\alpha + \beta p) + s$$

$$\alpha = 0 \cdot 1427 \quad \beta = 00000473 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s :

$$\text{für } p = 20000 \text{ ist } r = 10652 + 12 \frac{0}{\Omega} v + 531 D + \frac{414}{D} \text{ und } s = 0 \cdot 076 D$$

$$, \quad p = 30000 \quad , \quad r = 11044 + 38 \frac{0}{\Omega} v + 635 D + \frac{631}{D} \quad , \quad s = 0 \cdot 107 D$$

$$, \quad p = 40000 \quad , \quad r = 11469 + 71 \frac{0}{\Omega} v + 1090 D + \frac{828}{D} \quad , \quad s = 0 \cdot 138 D$$

$$, \quad p = 50000 \quad , \quad r = 12450 + 114 \frac{0}{\Omega} v + 1610 D + \frac{1005}{D} \quad , \quad s = 0 \cdot 157 D$$

3. ...
4. ...
5. ...
6. ...

Formeln für Hochdruckmaschinen ohne Condensation mit Expansion.

$$75 N = 0 \cdot v \cdot \left[\left(\frac{a}{\beta} + p \right) k - \left(\frac{a}{\beta} + r \right) \right]$$

$$S = 0 \cdot v \cdot \left(\frac{1}{l} + m \right) (a + \beta p) + s$$

$$\alpha = 0.1427 \quad \beta = 0.0000473 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s

für p = 20000	ist r = 10652	+ 16.66	$\frac{0}{\Omega} \cdot v \cdot \left(2.1 \frac{1}{l} - 1 \right)^{1.64}$	+ 531 D	+ $\frac{414}{D}$	und s = 0.076 D
" p = 30000	" r = 11044	+ 16.66	$\frac{0}{\Omega} \cdot v \cdot \left(3.0 \frac{1}{l} - 1 \right)^{1.64}$	+ 635 D	+ $\frac{621}{D}$	" s = 0.107 D
" p = 40000	" r = 11469	+ 16.66	$\frac{0}{\Omega} \cdot v \cdot \left(3.6 \frac{1}{l} - 1 \right)^{1.64}$	+ 1090 D	+ $\frac{828}{D}$	" s = 0.138 D
" p = 50000	" r = 12450	+ 16.66	$\frac{0}{\Omega} \cdot v \cdot \left(4.2 \frac{1}{l} - 1 \right)^{1.64}$	+ 1610 D	+ $\frac{1005}{D}$	" s = 0.157 D

Werthe von k.

$$k = \frac{1}{l} + \left(\frac{1}{l} + m \right) \log_{nat} \frac{1 + m}{1 + m}$$

$$\text{für } \frac{1}{l} = \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{5}$$

$$k = 0.958 \quad 0.846 \quad 0.685 \quad 0.568 \quad 0.535$$

Formeln für Mitteldruckmaschinen mit einem Cylinder mit Expansion, mit Condensation.

$$75 N = 0 \cdot v \left[\left(\frac{a}{\beta} + p \right) k - \left(\frac{a}{\beta} + r \right) \right]$$

$$S = 0 \cdot v (a + \beta p) \left(\frac{1}{1} + m \right)$$

$$a = 0.1427 \quad \beta = 0.0000473 \quad \frac{a}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und von s

für p = 15000	ist r = 1800 + 16.66 $\frac{0}{2} v \left(5 \frac{1}{1} - 1 \right)^{1.64} + 45 h + 269 D + \frac{367}{D}$	und s = 0.057 D
„ p = 20000	„ r = 2000 + 16.66 $\frac{0}{2} v \left(8 \frac{1}{1} - 1 \right)^{1.64} + 90 h + 579 D + \frac{535}{D}$	„ s = 0.076 D
„ p = 30000	„ r = 2540 + 16.66 $\frac{0}{2} v \left(11 \frac{1}{1} - 1 \right)^{1.64} + 135 h + 1058 D + \frac{744}{D}$	„ s = 0.107 D
„ p = 40000	„ r = 3196 + 16.66 $\frac{0}{2} v \left(14 \frac{1}{1} - 1 \right)^{1.64} + 180 h + 1697 D + \frac{1028}{D}$	„ s = 0.157 D

Werthe von k

$$k = \frac{1}{1} + \left(\frac{1}{1} + m \right) \log_{nat} \frac{1 + m}{1}$$

$$\text{für } \frac{1}{1} = \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{5}$$

$$k = 0.958 \quad 0.846 \quad 0.685 \quad 0.568 \quad 0.535$$





$$75 N = o v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) k - \frac{OL}{ol} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right]$$

$$S = o v \left(\frac{OL}{m ol + OL} \right) (1 + m) (1 + m_1) (\alpha + \beta p)$$

$$\alpha = 0.1427 \quad \beta = 0.0000473 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

$$\begin{aligned} \text{für } p = 15000 \text{ ist } r &= \left[1800 + 16.66 \frac{OL}{ol} v \left(5 \frac{ol}{OL} - 1 \right)^{1.64} + 45 h + 269 D + \frac{367}{D} \right] + \frac{360}{d} \\ \text{„ } p = 20000 \text{ „ } r &= \left[2000 + 16.66 \frac{OL}{ol} v \left(8 \frac{ol}{OL} - 1 \right)^{1.64} + 90 h + 579 D + \frac{555}{D} \right] + \frac{480}{d} \\ \text{„ } p = 30000 \text{ „ } r &= \left[2540 + 16.66 \frac{OL}{ol} v \left(11 \frac{ol}{OL} - 1 \right)^{1.64} + 135 h + 1058 D + \frac{744}{D} \right] + \frac{720}{d} \\ \text{„ } p = 40000 \text{ „ } r &= \left[3196 + 16.66 \frac{OL}{ol} v \left(14 \frac{ol}{OL} - 1 \right)^{1.64} + 135 h + 1058 D + \frac{1028}{D} \right] + \frac{960}{d} \end{aligned}$$

$$k = 1 + (1 + m) \left(1 + \frac{\frac{\frac{OL}{ol} + \frac{OL}{ol} m_1}{m + \frac{OL}{ol}}}{\log nat} \frac{\frac{OL}{ol} (1 + m_1) + \frac{\frac{OL}{ol} m}{1 + m + \frac{OL}{ol} m_1}}{\frac{OL}{ol}} \right)$$

... ..
... ..
... ..

... ..
... ..
... ..
... ..

$$P_1 = \cos \theta = \frac{2}{n}$$

$$P_2 = \cos \theta = \frac{2}{n}$$

$$P_3 = 1 - \cos \theta = \frac{2}{n}$$

... ..

$$A = \frac{2}{n}$$

$$2 \theta$$

$$\frac{2}{n}$$

~~11/11/11~~ - 2 1/2

³/ Co.

..... 400

... $\mathcal{O} - \mathcal{O}_1$

[Handwritten signature]

I have been thinking about you very much lately

1. The first part of the document is a list of names and dates, which appears to be a record of some kind. The names are written in a cursive script, and the dates are in a more formal, printed style. The list is organized into two columns, with names on the left and dates on the right.

2. The second part of the document is a series of short, handwritten notes or entries. These are written in a cursive script and are arranged in a single column. They appear to be a continuation of the record or a separate set of notes related to the first part.

3. The third part of the document is a series of short, handwritten notes or entries. These are written in a cursive script and are arranged in a single column. They appear to be a continuation of the record or a separate set of notes related to the first part.

4. The fourth part of the document is a series of short, handwritten notes or entries. These are written in a cursive script and are arranged in a single column. They appear to be a continuation of the record or a separate set of notes related to the first part.

5. The fifth part of the document is a series of short, handwritten notes or entries. These are written in a cursive script and are arranged in a single column. They appear to be a continuation of the record or a separate set of notes related to the first part.

— — — — —

2

1. The first group of people who are interested in the study of the history of the United States are the people who are interested in the history of the United States.

• • • • •

1. *Chlorophyll a* (Chl a) and *Chlorophyll b* (Chl b) are the two main photosynthetic pigments in green plants. They are responsible for capturing light energy and converting it into chemical energy through the process of photosynthesis. Chl a is the primary pigment, while Chl b acts as an accessory pigment, transferring energy to Chl a.

	$x=1$	$x=2$	$x=3$	$x=4$	$x=5$	$x=6$	$x=7$
$= \frac{1}{4}$	5716	6740	7610	8250	8771	9004	9120
$= \frac{1}{5}$	5487	6470	7305	7920	8420	8643	8755
$= \frac{1}{6}$	5335	6290	7103	7700	8186	8403	8512

Für i sind folgende Werthe zu nehmen:

- $= 20$ bis 30 für Arbeitsmaschinen, die einige Ungleichförmigkeit der Bewegung erlauben;
- $= 30$ bis 40 für Arbeitsmaschinen, die ziemlich gleichförmig arbeiten sollen;
- $= 40$ bis 60 für Arbeitsmaschinen, welche einen hohen Grad von Gleichförmigkeit erfordern.

B. Gewicht des Schwungrades

für zwei gekuppelte Maschinen, die zusammen eine Kraft von N Pferden entwickeln. Die Kurbeln unter rechtem Winkel stehend:

$$P V^2 = 464.5 i \frac{N}{n}$$

Die lebendige Kraft des Schwungrades beträgt also in diesem Falle nur den zehnten Theil von derjenigen, welche bei einer Maschine von N Pferdekraften mit einem Cylinder erforderlich ist.

C. Formeln zur Berechnung der Schwungräder für Woolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern.

In den nachfolgenden Formeln gelten die in Nr. 283 erklärten Bezeichnungen.

Um das Gewicht des Schwungringes einer Woolf'scher Maschine zu bestimmen, suche man zuerst die zwischen $\varphi = 0$ und $\varphi = \pi$ liegenden Wurzelwerthe, welche der folgenden Gleichung genügen

$$\sin \varphi = \frac{2}{\pi} \frac{1 + \log \text{nat} \frac{OL}{ol} - \frac{OL}{ol} \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}{1 + \frac{\frac{OL}{ol} - 1}{1 + \left(\frac{OL}{ol} - 1\right) \frac{x}{l}} - \frac{OL}{ol} \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}$$

In dieser Gleichung ist:

$$x = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi)$$

Es seien φ_1 und φ_2 diese Wurzeln, ferner:

$$x_1 = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi_1) \quad x_2 = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi_2)$$

Nun berechne man den folgenden Werth von K

$$K = \frac{\left[1 - \frac{OL}{ol} \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}\right] \frac{x_2 - x_1}{1} + \log_{\text{nat}} \frac{1 + \left(\frac{OL}{ol} - 1\right) \frac{x_2}{1}}{1 + \left(\frac{OL}{ol} - 1\right) \frac{x_1}{1}} - \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi}}{1 - \frac{OL}{ol} \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p} + \log_{\text{nat}} \frac{OL}{ol}}$$

Dann findet man schliesslich:

$$P V^2 = 30 \times 75 \times g K i \frac{N}{n}$$

Gewöhnlich ist für Woolf'sche Maschinen:

$$\frac{OL}{ol} = 5, \quad \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p} = \frac{1}{6}$$

und dann findet man:

$\varphi_1 = 17^\circ + 12'$ Winkel, welcher dem Minimum der Geschwindigkeit des Schwungrades entspricht;

$\varphi_2 = 180 - (67^\circ + 18')$ Winkel, welcher dem Maximum der Geschwindigkeit des Schwungrades entspricht:

$$\frac{x_1}{1} = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi_1) = 0.022358$$

$$\frac{x_2}{1} = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi_2) = 0.692953$$

$$\frac{x_2}{1} - \frac{x_1}{1} = 0.670595, \quad \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi} = 0.5806$$

$$K = 0.2316$$

$$P V^2 = 5100 i \frac{N}{n}$$

für $L_1 = 4025 \frac{1}{2} \text{ m}$

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100

290.

Abmessungen des Schwungrades.

Nennt man:

- P das Gewicht des Schwungrades;
- R den Halbmesser desselben;
- b die Breite des Schwungringes, parallel mit der Axe gemessen;
- a die radiale Dimension des Ringes;
- l die Länge des Kolbenschubes der Maschine;

so hat man, wenn das Schwungrad mit der Kurbelwelle verbunden ist:

$$\left. \begin{aligned} R &= 1.51 \text{ bis } 21 \\ b &= \frac{1}{300} \sqrt{\frac{P}{R}} \\ a &= 2b \end{aligned} \right\} \text{ Meter.}$$

291.

Schwungkugelregulator.

Nennt man:

- G das Gewicht einer Schwungkugel in Kilg.;
- l die Entfernung des Mittelpunktes einer Kugel vom Drehungspunkt eines Pendelarmes;
- a die Länge einer Seite des Rhombus;
- F den Widerstand, welchen die Hübe des Regulators einer Verschiebung entgegensetzt;
- n die normale Anzahl der Umdrehungen des Regulators in einer Minute;
- n₁ diejenige Anzahl Umdrehungen des Regulators in einer Minute, bei welcher die Bewegung des Rhombus beginnt, bei welcher also die Centrifugalkraft der Kugeln u. s. w. so groß ist, dass dieselbe die Gewichte der Kugeln und den Widerstand W zu überwinden vermag;
- α den Winkel, welchen die Pendelarme des Regulators mit der Axe des Regulators bilden, wenn die normale Drehung vorhanden ist:

so hat man zur Bestimmung von n und G folgende Gleichungen

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{1 \cos \alpha}}$$

$$g = 9.08t = 29.8$$

$$G = F \frac{\frac{a}{b}}{\left(\frac{n_t}{n}\right)^2 - 1}$$

Resultate zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für neu zu erbauende Dampfmaschinen.

292.

Erklärung des Inhalte der folgenden Nummern 293 bis 302.

Die Resultate, welche in diesen Nummern zusammengestellt sind, geben alle wesentlicheren Daten und Dimensionen für neu erbauende Maschinen.

Die Nummern 293, 295, 297, 299, 301 enthalten die Hauptdaten für die Construction von verschiedenartigen Dampfmaschinen 1 zu 100 oder 140 Pferdekraft. Nämlich Durchmesser des Dampfcylinders, Länge des Kolbenschubes, Geschwindigkeit des Kolbens, Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1', Dampfverbrauch, Heizfläche des Kessels per 1 Pferdekraft, Kohlenverbrauch. Die Resultate sind vermittelt der in den vorhergehenden Nummern 2 bis 288 zusammengestellten Formeln berechnet worden.

Die Nummern 294, 296, 298, 300, 302 geben für verschiedene Arten von Maschinen die Dimensionen aller Bestandtheile, durch den Durchmesser des Dampfcylinders ausgedrückt. Diese Bestimmung der Dimensionen beruht auf dem Grundsatz, dass Maschinen der gleichen Art geometrisch ähnlich gebaut werden dürfen, vorausgesetzt, dass die Spannung des Dampfes bei allen Maschinen der gleichen Art einerlei Werth haben soll.

Die nominalen Pferdekkräfte entsprechen denjenigen Dampfspannungen und Kolbengeschwindigkeiten, welche in den Tabellen angegeben sind.

293.

Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

(Spannung des Dampfes im Cylinder — 8330 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfeylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenshub und Cylinderdurchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens per 1" in Metern.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadracentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1" .	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratm.	Steinkohlen per 1 Pferdekraft und per 1 Stunde.
1	14.5	2.70	0.89	68.2	200	1 : 40	3.5	13.0
2	22.0	2.60	0.90	47.2	190	1 : 54	2.7	9.0
3	26.0	2.54	0.92	41.8	180	1 : 64	2.34	8.1
4	30.0	2.50	0.95	38.0	176	1 : 70	2.14	7.4
6	36.8	2.45	0.98	32.6	176	1 : 82	1.83	6.3
8	41.8	2.40	1.00	30.0	171	1 : 94	1.59	5.5
10	45.9	2.38	1.03	28.3	166	1 : 97	1.55	5.3
12	49.3	2.35	1.05	27.2	158	1 : 100	1.51	5.2
14	52.5	2.34	1.06	25.9	154	1 : 102	1.49	5.1
16	55.0	2.32	1.08	25.4	148	1 : 103	1.47	5.0
18	57.8	2.30	1.10	24.8	146	1 : 104	1.45	5.0
20	60.0	2.30	1.11	24.1	144	1 : 105	1.43	4.9
24	65.0	2.25	1.14	23.4	141	1 : 106	1.42	4.9
28	69.4	2.25	1.16	22.2	137	1 : 107	1.40	4.8
32	73.8	2.20	1.19	22.0	132	1 : 108	1.39	4.8
36	78.0	2.18	1.20	21.2	131	1 : 109	1.38	4.7
40	81.5	2.14	1.22	21.0	130	1 : 110	1.37	4.7
45	85.5	2.10	1.23	20.6	129	1 : 111	1.36	4.6
50	90.0	2.05	1.25	20.3	127	1 : 111	1.35	4.6
55	93.2	2.05	1.27	20.0	124	1 : 112	1.34	4.6
60	96.8	2.00	1.29	20.0	123	1 : 112	1.33	4.6
65	100.0	2.00	1.30	19.5	120	1 : 113	1.33	4.6
70	103.3	2.00	1.31	19.0	119	1 : 113	1.33	4.6
75	106.2	2.00	1.32	18.6	118	1 : 113	1.32	4.6
80	109.0	2.00	1.33	18.3	117	1 : 113	1.32	4.6
85	112.0	2.00	1.34	17.9	116	1 : 113	1.32	4.6
90	114.5	2.00	1.36	17.8	115	1 : 114	1.32	4.5
95	117.0	2.00	1.37	17.6	114	1 : 114	1.31	4.5
100	120.0	2.00	1.38	17.3	113	1 : 114	1.31	4.5
110	125.0	2.00	1.39	17.0	113	1 : 114	1.31	4.5
120	129.4	2.00	1.41	16.7	112	1 : 115	1.31	4.5
130	133.5	2.00	1.43	16.3	112	1 : 115	1.30	4.5
140	137.8	2.00	1.45	15.8	111	1 : 115	1.30	4.5

Watt'sche Niederdruckmaschinen.

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmet. 8330

Durchmesser des Dampfeylinders in Metern $D = 0.11 (1 + \frac{1}{10})$ Geschwindigkeit des Kolbens in Metern $v = 0.46 + 0.84 \frac{v}{l}$ Länge des Kolbenschubes $l = \frac{1}{7} (19 - 5l)$

Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle

per 1' $n = 30 \frac{v}{l}$ Durchmesser des Dampfrohres $= 0.2 D$ Querschnitt der Dampfkanäle $= \frac{1}{30} 0$

Breite eines Kanals	3	4	5	6
Höhe eines Kanals				

Breite	0.283 D	0.331 D	0.360 D	0.400 D
Höhe	0.094 D	0.083 D	0.072 D	0.066 D

Durchmesser der Kolbenstange $= 0.1 D$.

Wegen Metalldicke des Cylinders, Dimensionen des Deck- und Abmessungen des Kolbens, siehe Nr. 105 und 109.

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe $= \frac{2}{3} D$ Kolbenshub $= \frac{1}{2} l$ Höhe der Ventilöffnungen an der Luftpumpe . $= 0.15 D$ Breite der Ventilöffnungen an der Luftpumpe . $= 0.55 D$ Durchmesser der Kolbenstange an den Enden . $= 0.07 D$ Durchmesser der Kolbenstange in der Mitte . . $= 0.10 D$

Volumen des Condensators = jenem der Luftpumpe

Durchmesser des Einspritzrohres $= 0.08 D$

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasser-

pumpe beschreibt $= 0.004 \frac{D^3}{4}$

1911. 10. 15

Engel's ...

$$D = 4.22 \times 10^4$$
$$11.56 + 33.00 \sqrt{D}$$

see also Scientific Amer.



Kolbenshub des Dampfkolbens	=	2	3	4
Kolbenshub der Warmwasserpumpe	=			
Durchmesser der Warmwasserpumpe	=	0.087 D	0.107 D	0.123 D
Durchmesser der Kolbenstange	=	0.03 D	0.032 D	0.037 D
		0.04 D	0.045 D	0.052 D

Kaltwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Kaltwasserpumpe

beschreibt	=	$\frac{1}{20} \frac{D^2 \pi}{4} l$
Kolbenshub	=	$\frac{1}{2} l$
Durchmesser der Pumpe	=	0.316 D
Durchmesser der Kolbenstange	=	0.05 D

Der Balancier.

Länge des Balanciers	=	3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	=	0.8 D
„ „ „ an den Enden	=	0.3 D
Dicke der Höhennerve	=	0.05 D
Breite der oberen Nerve	=	0.10 D
Höhe der oberen Nerve	=	0.05 D
Durchmesser der (augegossenen) Endzapfen	=	0.18 D
Durchmesser der Zapfen an der Hülse	=	0.10 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	=	0.5 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe	=	0.07 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	=	0.5 D
Durchmesser der Zapfen für die Warmwasserpumpe	=	0.04 D
„ „ „ „ Kaltwasserpumpe	=	0.06 D
„ „ „ der Axe des Balanciers	=	0.18 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	=	1.4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	=	3 l
Höhe der Nerve in der Mitte	=	$\frac{1}{5} l$
Dicke einer Nerve	=	$\frac{1}{35} l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= \frac{1}{2} l$
Durchmesser des Kurbelzapfens . .	$= 0.15 D$
Durchmesser der Kurbelwelle . .	$= 0.30 D = 0.20 \sqrt[3]{\frac{l}{D}}$

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	$= 3.5 D$
Radiale Dimension des Ringes	$= 0.49 D$
Dicke des Schwungringes	$= 0.24 D$
Anzahl der Arme	$= 2(1 + 3)$
Höhe der Arme	$= 0.24 D$

Der Schwungkugel-Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators	$= 0.08 D$
Durchmesser der Schwungkugeln	$= 0.3 D$
Länge eines Pendelarmes λ	$= D$
Anzahl der Umdrehungen des Regulators per 1'	$= 9.54 \sqrt{\frac{l}{\lambda}}$
wobei in der Kegel $\alpha = 30^\circ$ zu nehmen ist	

Aufstellung der Maschine.

Durchmesser der Säulen unter dem Gebälk .	$= 0.2 D$
Höhe des Quergebälkes	$= 0.36 D$
Höhe der Quadersätze unter dem Cylinder und unter den Säulen	$= 4.6 D$
Breite dieser Quadersätze	$= 1.4 D$
Breite des Maschinenraumes	$= 4.6 D$
Länge des Maschinenraumes	$= 13.5 D$



295.

maschinen ohne Condensation ohne Expansion.

(Spannung des Dampfes im Cylinder 35000.)

Verhältniss zwischen Kolbenshub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens.	Anzahl der Umdre- hungen der Kurbel- welle per 1'.	Querschnitt des Cy- linders per 1 Pferd in Quadracentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd per 1".	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmet.	Steinkohlen per 1 Pferd und per 1 Stunde.
2·68	0·707	67·8	54	1: 73	2·05	7·10
2·66	0·760	63·5	48	1: 81	1·85	6·42
2·64	0·810	60·9	44	1: 87	1·72	5·98
2·62	0·891	56·7	42	1: 92	1·63	5·65
2·61	0·930	53·4	39	1: 96	1·56	5·41
2·59	0·965	50·8	38	1: 100	1·50	5·40
2·56	1·002	50·0	37	1: 104	1·44	5·00
2·55	1·024	47·5	36	1: 106	1·42	4·90
2·54	1·046	46·3	35	1: 108	1·39	4·80
2·52	1·069	45·4	34	1: 110	1·36	4·73
2·51	1·100	45·0	33	1: 112	1·33	4·64
2·50	1·132	43·1	32	1: 115	1·31	4·56
2·48	1·161	41·9	31	1: 116	1·29	4·51
2·47	1·190	41·0	30	1: 117	1·28	4·45
2·45	1·208	40·0	30	1: 118	1·27	4·41
2·44	1·226	39·1	29	1: 119	1·26	4·35
2·43	1·267	38·6	29	1: 120	1·25	4·32
2·41	1·289	37·8	28	1: 121	1·24	4·29
2·40	1·332	37·0	28	1: 122	1·23	4·27
2·38	1·310	35·9	28	1: 122	1·21	4·25
2·37	1·320	35·2	27	1: 123	1·20	4·23
2·36	1·340	35·2	27	1: 123	1·20	4·21
2·36	1·370	34·7	26	1: 124	1·20	4·20
2·35	1·385	34·1	26	1: 124	1·19	4·18
2·33	1·400	33·8	26	1: 125	1·18	4·16
2·32	1·415	33·7	26	1: 126	1·17	4·13
2·32	1·431	33·3	26	1: 128	1·16	4·09
2·31	1·449	33·1	25	1: 129	1·16	4·06
2·30	1·467	32·8	24	1: 130	1·16	4·03
2·29	1·487	32·5	24	1: 130	1·15	4·00
2·28	1·505	32·1	23	1: 130	1·15	4·00
2·27	1·523	31·9	23	1: 130	1·15	4·00

Hochdruckmaschinen ohne Expansion, ohne Condensation

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmeter 350

Durchmesser des Dampfeylinders in Metern $D = 0.045 + 0.0556$ Geschwindigkeit des Kolbens in Metern $v = 0.017 (1 + 10 \cdot$ Länge des Kolbenschubes in Metern $l = (2.8 - D) D$

Anzahl der Umdrehungen der Kurbel-

welle per 1 Minute $n = 30 \cdot \frac{v}{l}$ Durchmesser des Dampfrohres $= 0.2 D$ Querschnitt der Dampfkanäle $= \frac{1}{30} O$

Breite eines Kanals	=	3	4	5	6
Höhe eines Kanals					

Breite $. 0.283 D \quad 0.331 D \quad 0.360 D \quad 0.400 D$ Höhe $. 0.094 D \quad 0.083 D \quad 0.072 D \quad 0.066 D$ Durchmesser der Kolbenstange $= 0.18 D$

Wegen Metalldicke des Cylinders, Abmessungen des Deck-
und des Kolbens, siehe Nr. 104 und 108.

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasser-

pumpe beschreibt $. = 0.015 \frac{D^3}{4}$

Kolbenshub	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$
------------	---------------	---------------	---------------

Durchmesser $. . . 0.16 D \quad 0.20 D \quad 0.23 D$

Der Balancier (in der Regel nicht vorhanden).

Länge des Balanciers $. = 3 l$ Höhe des Balanciers in der Mitte $. = 1.31 D$ Höhe des Balanciers an den Enden $. = 0.49 D$ Dicke der Höhennerve $. = 0.082 D$ Breite der oberen Nerve $. = 0.16 D$ Höhe der oberen Nerve $. = 0.082 D$ Durchmesser der angegossenen Endzapfen $. . . = 0.28 D$ Durchmesser der Zapfen an der Hülse $. . . = 0.2 D$ Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers $= 0.28 D$

is present upon, the Am. Vol 1 p 20

Triebstange.

Länge der Triebstange	$= 3 \text{ l}$
Höhe der Nerve in der Mitte (wenn von Gusseisen)	$= \frac{1}{5} \text{ l}$
Dicke dieser Nerve	$= \frac{1}{35} \text{ l}$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= \frac{1}{2} \text{ l}$
Durchmesser des Kurbelzapfens . . .	$= 0.23 \text{ D}$
Durchmesser der Kurbelwelle	$= 0.47 \text{ D} = 0.20 \sqrt{\frac{\text{N}}{n}} \text{ Met.}$

Schwungrad

Halbmesser des Schwungrades . . .	$= 4.6 \text{ D}$
Radiale Dimension des Schwungringes	$= 0.65 \text{ D}$
Dicke des Schwungringes	$= 0.32 \text{ D}$
Anzahl der Arme	$= 2 (1 + 4.6 \text{ D})$
Höhe der Arme	$= 0.37 \text{ D}$

[illegible]



298.

Hochdruckmaschinen mit Expansion ohne Condensation.**Cylinder.**

Spannung des Dampfes im Cylinder . .	$D = 35000$
Absperrung nach $\frac{1}{3}$ des Schubes.	
Geschwindigkeit des Kolbens in 1" in Metern	$v = 0.17 (1 + 10 \sqrt{D})$
Durchmesser des Dampfzylinders in Metern	$D = 0.06 + 0.074 \sqrt{N}$
Länge des Kolbenschubes	$l = (2.8 - D) D$
Anzahl der Umdrehungen in 1'	$n = 30. \frac{v}{1}$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0.2 D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30} O$
Breite der Dampfkanäle	$= 0.283 D, 0.331 D, 0.360 D, 0.400 D$
Höhe der Dampfkanäle	$= 0.084 D, 0.083 D, 0.072 D, 0.066 D$
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0.15 D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenshub der Warmwasserpumpe .	$\frac{1}{2} l, \quad \frac{1}{3} l, \quad \frac{1}{4} l,$
Durchmesser der Pumpe	$0.09 D, 0.12 D, 0.14 D.$

Der Balancier (gewöhnlich nicht vorhanden).

Länge des Balanciers	$= 3 l$
Höhe des Balanciers in der Mitte	$= 1.31 D$
Höhe des Balanciers an den Enden	$= 0.49 D$
Dicke der Höhennerve	$= 0.08 D$
Breite der oberen Nerve	$= 0.16 D$
Höhe der oberen Nerve	$= 0.08 D$
Durchmesser der angegossenen Endzapfen	$= 0.28 D$
Durchmesser der Zapfen an der Hülse	$= 0.20 D$
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	$= 0.80 D$
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers	$= 0.28 D$

Triebstange.

Länge der Triebstange	$= 3 \text{ l}$
Höhe der Nerve in der Mitte (wenn von Gusseisen) .	$= \frac{1}{5} \text{ l}$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= \frac{1}{2} \text{ l}$
Durchmesser des Kurbelzapfens	$= 0.23 \text{ D}$
Durchmesser der Kurbelwelle	$= 0.37 \text{ D}$

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	$= 4.02 \text{ D}$
Radiale Dimensionen des Schwungringes	$= 0.562 \text{ D}$
Breite des Ringes	$= 0.281 \text{ D}$
Anzahl der Radarme	$= 2(1 + 4 \text{ D})$
Höhe eines Armes	$= 0.30 \text{ D}$



299.

Mitteldruck-Maschinen mit Expansion mit Condensation.(Dreifache Expansion. Spannung des Dampfes im Cylinder
18643 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfeylinders in Centimetern.	Verhältnisse zwischen Kolbenshub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metern per 1".	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratmetern.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd. und per 1".	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmet.	Steinkohlen per 1 Pferd per 1 Stunde.
6	29.1	2.52	1.12	45.8	111	1:154	1.000	3.37
8	32.4	2.49	1.15	42.7	102	1:166	0.904	3.13
10	35.1	2.47	1.19	41.2	96	1:173	0.867	3.00
12	37.3	2.45	1.21	39.2	91	1:181	0.827	2.87
14	39.3	2.42	1.23	38.8	88	1:190	0.789	2.74
16	41.1	2.41	1.25	37.8	83	1:195	0.769	2.66
18	43.0	2.40	1.28	37.2	80	1:200	0.750	2.60
20	45.0	2.39	1.31	36.4	79	1:200	0.750	2.60
24	48.0	2.38	1.34	35.2	76	1:203	0.739	2.56
28	51.3	2.36	1.37	33.7	75	1:204	0.735	2.55
32	54.1	2.34	1.43	33.9	71	1:209	0.718	2.48
36	56.7	2.32	1.46	33.3	70	1:209	0.718	2.48
40	59.3	2.30	1.49	32.8	67	1:213	0.704	2.44
45	61.6	2.28	1.50	32.0	66	1:216	0.694	2.40
50	64.3	2.26	1.50	31.0	65	1:220	0.682	2.36
55	67.2	2.24	1.50	30.0	65	1:221	0.679	2.35
60	70.0	2.21	1.50	29.2	65	1:222	0.675	2.34
65	73.0	2.20	1.50	28.0	65	1:223	0.672	2.33
70	75.4	2.19	1.50	26.9	65	1:224	0.669	2.32
75	78.2	2.17	1.50	26.5	64	1:226	0.663	2.30
80	80.1	2.16	1.50	26.0	64	1:228	0.658	2.28
85	83.0	2.14	1.50	25.3	64	1:229	0.654	2.27
90	85.2	2.13	1.50	24.8	64	1:230	0.652	2.26
95	87.7	2.10	1.50	24.4	63	1:232	0.647	2.24
100	90.0	2.09	1.50	23.9	63	1:233	0.643	2.23
110	94.5	2.04	1.50	23.3	63	1:233	0.643	2.23
120	98.9	2.00	1.50	22.7	63	1:234	0.641	2.22
130	102.5	1.97	1.50	22.3	63	1:234	0.641	2.22
140	106.2	1.94	1.50	21.8	63	1:235	0.640	2.21

300.

**Mitteldruck-Maschinen mit 1 Cylinder, mit Expansion,
mit Condensation.**

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder . . .	18643
Durchmesser des Dampfcylinders in Metern	$D = 0.082 (1 + \sqrt{N})$
Absperrung bei $\frac{1}{3}$ des Schubes.	
Geschwindigkeit des Kolbens in Metern .	$v = 0.17 (1 + 10 \sqrt{D})$
Länge des Kolbenschubes	$l = (2.8 - D) D$
Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle	
in 1'	$n = 30 \frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0.2 D$
Breite der Dampfkanäle	$0.283 D \quad 0.331 D \quad 0.360 D \quad 0.400 D$
Höhe „ „	$0.094 D \quad 0.083 D \quad 0.072 D \quad 0.066 D$
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0.14 D$

Condensator und Luftpumpe

Durchmesser der Luftpumpe	$= 0.54 D$
Kolbenshub	$= \frac{1}{2} l$
Höhe der Ventilöffnung	$= 0.12 D$
Breite der Ventilöffnungen	$= 0.45 D$
Durchmesser der Kolbenstange an den Enden .	$= 0.054 D$
Durchmesser der Kolbenstange in der Mitte .	$= 0.082 D$
Durchmesser des Einspritzrohres	$= 0.07 D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenshub der Pumpe	$\frac{1}{2} l \quad \frac{1}{3} l \quad \frac{1}{4} l$
Durchmesser der Pumpe	$= 0.071 D \quad 0.087 D \quad 0.100 D$
„ „ Kolbenstange	$= 0.060 D \quad 0.073 D \quad 0.084 D$

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenshub	$= \frac{1}{2} l$
Durchmesser der Pumpe	$= 0.26 D$
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0.04 D$

16
31
6
5
10

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1.03 D
„ „ „ an den Enden	= 0.39 D
Dicke der Höhenerven	= 0.06 D
Breite der oberen Nerve	= 0.13 D
Höhe der oberen Nerve	= 0.06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen	= 0.24 D
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen	= 0.14 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0.80 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe	= 0.06 D
„ „ „ an der Axe des Balancier	= 0.25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1.4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	= 3 l
Höhe der Nerve in der Mitte	= $\frac{1}{5}$ l
Dicke dieser Nerve	= $\frac{1}{35}$ l

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	= $\frac{1}{2}$ l
Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0.2 D
Durchmesser der Welle	= 0.38 D

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	= 4.02 D
Radiale Dimension des Ringes	= 0.56 D
Breite des Ringes	= 0.28 D

Der Regulator.

Axe des Regulators	= 0.08 D
Durchmesser der Kugeln	= 0.30 D
Länge eines Pendelarmes	= D
Anzahl der Umdrehungen	= $9.54 \sqrt{\frac{g}{D \cos \alpha}}$

301.

Woolf'sche Maschinen.

Vierfache Expansion. Spannung des Dampfes = 18000 Kilg.

Pferdekraft der Maschinen	Durchmesser des		Querschnitt per Pferd des		Kolbenschuh des		Umdrehung per Minute.	Dampfmenge in Kilg. per 1" per 1 Pferd.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd.	Steinkohlen in Kilg. per
	kleineren Cylinders.	größeren Cylinders.	kleineren Cylinders.	größeren Cylinders.	kleineren Kolbens.	größeren Kolbens.				
4	14.4	24.94	40.07	120.1	34.43	45.88	87.2	1:105	1:50.5	
6	17.1	29.62	38.27	114.8	44.43	59.24	67.5	1:118	1:27.1	
8	19.5	33.77	37.33	112.0	50.66	67.54	59.2	1:130	1:11.4	
10	21.6	37.41	36.64	109.9	56.11	74.82	53.5	1:139	1:08.3	
12	23.3	40.18	36.43	109.3	60.27	80.36	49.7	1:147	1:02.3	
14	25.0	43.30	36.23	108.7	64.95	86.60	46.2	1:154	0:96.3	
16	26.8	46.42	36.03	108.1	69.63	92.84	43.1	1:160	0:94.3	
18	28.5	49.36	35.82	107.4	74.04	98.72	40.5	1:165	0:91.3	
20	30.0	51.96	35.62	106.8	77.94	103.92	38.5	1:169	0:88.3	
24	32.9	56.98	35.42	106.2	85.47	113.96	35.1	1:176	0:85.3	
28	35.2	60.97	34.96	104.8	91.46	121.94	32.8	1:182	0:82.2	
32	37.5	64.95	34.51	103.5	97.43	129.90	30.8	1:185	0:81.2	
36	39.7	68.76	34.24	102.7	103.14	137.52	29.1	1:188	0:79.2	
40	41.6	72.05	33.98	101.9	108.07	144.10	27.8	1:190	0:79.2	
45	44.0	76.21	33.75	101.2	114.31	152.42	26.2	1:193	0:78.2	
50	46.2	80.02	33.52	100.5	120.00	160.04	25.0	1:195	0:77.2	
55	48.3	83.66	33.12	99.3	125.49	167.32	23.9	1:197	0:76.2	
60	50.0	86.60	32.72	98.1	129.90	173.20	23.1	1:198	0:75.2	
65	52.0	90.06	32.71	98.1	135.09	180.12	22.2	1:200	0:75.2	
70	54.0	93.53	32.71	98.1	140.29	187.06	21.3	1:201	0:75.2	
75	55.8	96.64	32.70	98.1	145.00	193.28	20.7	1:202	0:74.2	
80	57.6	99.76	32.69	98.0	149.64	199.72	20.0	1:203	0:74.2	
85	59.5	103.05	32.66	98.0	154.58	206.10	19.4	1:204	0:73.2	
90	61.3	106.17	32.64	97.9	159.36	212.34	18.8	1:205	0:73.2	
95	63.0	109.11	32.61	97.8	163.66	218.22	18.3	1:206	0:72.2	
100	64.4	111.54	32.57	97.7	167.31	223.08	17.9	1:207	0:72.2	



11/11/11

302.

Woolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern, mit vierfacher Expansion, mit Condensation.

Die Cylinder.

Spannung des Dampfes im kleinen Cylinder	= 18000
Durchmesser des grossen Cylinders in Metern D	= $0.024 + 0.11 \sqrt{N}$
Durchmesser des kleineren Cylinders . . .	= 0.58 D
Geschwindigkeit des grossen Kolbens . . .	= 1.33 "
Geschwindigkeit des kleinen Kolbens . . .	= 1 "
Kolbenshub des grossen Kolbens . . . l	= 2 D
Kolbenshub des kleinen Kolbens . . .	= $\frac{3}{2}$ D
Durchmesser des Dampfrohres	= 0.12 D
Durchmesser der Kolbenstange des grossen Kolbens	= 0.11 D
Durchmesser der Kolbenstange des kleinen Kolbens	= 0.06 D
Dampfkanäle {	Breite des grossen = 0.32 D
	Breite des kleinen = 0.11 D
	gemeinschaftliche Höhe . . . = 0.08 D
Durchmesser des Rohres für das Entweichen	= 0.2 D
Durchmesser des Communicationsrohres zwischen den Dampfkammern	= 0.14 D

Condensator.

Durchmesser der Luftpumpe	= 0.5 D
Kolbenshub	= $\frac{1}{2}$ l
Höhe der Ventilöffnungen	= 0.11 D
Breite dieser Oeffnungen	= 0.41 D
Durchmesser der Kolbenstange	= 0.05 D
Volumen des Condensators	= $\frac{1}{8} \frac{D^3 \pi}{4} l$
Durchmesser des Einspritzrohres	= 0.07 D

Warmwasser-Pumpe.

Länge des Kolbenshubes	$\frac{1}{3}$ l	$\frac{1}{4}$ l
Durchmesser der Pumpe	0.10 D	0.12 D

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenshub	$= \frac{1}{2} l$
Durchmesser der Pumpe	$= 0.24 D$

Der Balancier.

Länge des Balanciers	$= 7.00 D$
Höhe des Balanciers in der Mitte	$= 1.03 D$
Höhe des Balanciers an den Enden	$= 0.38 D$
Dicke der Höhennerve	$= 0.06 D$
Breite der oberen Nerve	$= 0.13 D$
Höhe dieser Nerve	$= 0.06 D$
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen	$= 0.24 D$
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen	$= 0.12 D$
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	$= 0.70 D$
Durchmesser der Zapfen für den kleinen Kolben	$= 0.08 D$
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe	$= 0.06 D$
Durchmesser der Zapfen der Axe des Balanciers	$= 0.25 D$
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	$= 1.65 D$
Durchmesser der Zapfen für die Warmwasserpumpe	$= 0.05 D$
Durchmesser der Zapfen für die Kaltwasserpumpe	$= 0.06 D$

Triebstange.

Länge der Triebstange	$= 6 D$
Höhe der Nerve in der Mitte	$= 0.4 D$
Dicke dieser Nerve	$= 0.06 D$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= D$
Durchmesser des Kurbelzapfens	$= 0.2 D$
Durchmesser der Welle	$= 0.35 D$

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	$= 4.02 D$
Radiale Dimension des Schwungringes	$= 0.56 D$
Breite des Ringes	$= 0.28 D$



Der Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators	= 0.08 D
Durchmesser der Schwungkugel	= 0.3 D
Länge eines Pendelarmes	= D
Anzahl der Umdrehungen per 1'	= 9.54 $\sqrt{\frac{g}{D \cos \alpha}}$
Durchmesser der Steuerungswelle	= 0.08 D
Entfernung der Tragsäulen unter dem Balancier	= 1.65 D
Durchmesser dieser Säulen	= 0.22 D
Höhe des Quergebälkes	= 0.33 D

Windmühlenräder.

303.

Regeln für die wesentlichsten Constructionsverhältnisse.

Nennt man:

- V die Geschwindigkeit des Windes in Metern;
 n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrades, welche der Geschwindigkeit V entspricht;
 O die Oberfläche eines der vier Flügel des Rades;
 α den Winkel, den eine in der Entfernung r von der Axe befindliche Quersprosse eines Flügels mit der Richtung des Windes bilden soll;
 N das Maximum des Nutzeffectes in Pferdekraften;
 so hat man zur Bestimmung dieser Grössen folgende Resultate:
 a) vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrades per 1 Minute:

$$n = 1.85 V$$

- b) Vortheilhafteste Stellung einer Flügelsprosse:

$$\tan \alpha = 0.29 r + \sqrt{0.084 r^2 + 2}$$

Diese Gleichung gibt folgende Resultate:

r =	1 ^m	2 ^m	3 ^m	4 ^m	5 ^m	6 ^m
$\alpha =$	60°	64°+39'	68°+27'	71°+30'	73°+57'	75°+24'
r =	7 ^m	8 ^m	9 ^m	10 ^m	11 ^m	12 ^m
$\alpha =$	77°+29'	78°+48'	79°+50'	80°+44'	81°+29'	82°+8'

e) Effekt des Flügelrades in Pferdekraften:

$$N = \frac{0V^3}{577}$$

Die vorherrschende Geschwindigkeit des Windes ist für die meisten Gegenden $V=6$ bis 7 Meter, und für diese Geschwindigkeit ist die Maschine einzurichten. Die Dimensionen der bei den besseren und grösseren Windmühlen sind gewöhnlich:

Entfernung der innersten Sprosse von der Axe	= 2 ^m
„ „ äussersten „ „ „ „	= 10 ^m
Breite eines Flügels	= 2 ^m
Oberfläche eines Flügels	= 16 ^m

und dann wird:

Winkel der innersten Sprosse mit der Windrichtung = 64°

„ „ äussersten „ „ „ „ = 80°

Umdrehungen des Flügelrades per 1' } für $V=6$ $n=11\frac{1}{2}$
 } für $V=7$ $n=12\frac{1}{2}$

Effekt in Pferdekraften } für $V=6$ $N=6$
 } für $V=7$ $N=9\frac{1}{2}$

304.

Thierische Kräfte.

Die Wirkung, welche Menschen oder Thiere ohne Nachtheil für ihre Gesundheit bei andauernder Thätigkeit zu entwickeln mögen, fällt am grössten aus, wenn sie einen gewissen Widerstand K Klg. mit einer gewissen Geschwindigkeit C Meter innerhalb 24 Stunden während einer gewissen Arbeitszeit T Stunden überwinden, und diese grösste tägliche Wirkung trägt $3600 K C T$ Klgmet., oder es ist:

$$W = 3600 K C T \text{ Klgmet.}$$

Die für die tägliche Leistung vortheilhaftesten Werthe C T richten sich theils nach dem Individuum, theils nach der Art seiner Thätigkeit, und sind in folgender Tabelle für Individuen mittlerer Stärke und für verschiedene Arten ihrer Thätigkeit zusammengestellt. Dabei ist eine mittlere tägliche Arbeitszeit $T = 8$ Stunden in Anschlag gebracht.

3

Indiv.	Gewicht.	Maschine.	K	C	K C
	Kilg.		Kilg.	Meter.	Kilmet.
Mensch	70	ohne Maschine .	14	0·8	11
		am Hebel . . .	5	1·1	5·5
		an der Kurbel .	8	0·8	6·4
		am Göpel . . .	12	0·6	7·2
		am Tretrad . .	12	0·7	8·4
		24° Ansteigen am Steigrad . . .	60	0·2	12
Pferd	280	ohne Maschine .	56	1·3	73
		am Göpel . . .	44	0·9	40
Ochse	280	ohne Maschine .	60	0·8	48
		am Göpel . . .	65	0·6	39
Maulesel	234	ohne Maschine .	47	1·1	52
		am Göpel . . .	30	0·9	27
Esel	168	ohne Maschine .	37	0·8	30
		am Göpel . . .	14	0·0	11

Beträgt die tägliche Arbeitszeit Z Stunden und erfolgt die Thätigkeit in jeder Sekunde der Arbeitszeit mit V Meter Geschwindigkeit, so findet man den Widerstand, welchen ein lebender Motor zu überwinden vermag, annähernd durch folgenden von *Gerstner* aufgestellten Ausdruck:

$$P = \left(2 - \frac{V}{C}\right) \left(2 - \frac{Z}{T}\right) K$$

und die tägliche Wirkung ist dann:

$$W = 3600 P V Z$$

Erfolgt die Thätigkeit mit der mittleren Geschwindigkeit C und nur während kürzerer Zeitintervallen, auf welche Ruhe-Pausen folgen, so darf man $V = C$ und $Z = 0$ in Rechnung bringen, und dann beträgt der Widerstand:





ZEHNTER ABSCHNITT.

Transport zu Wasser und zu Land.

Fuhrwerke.

305.

Widerstandskoeffizienten für verschiedene Fuhrwerke.

Die folgende Tabelle gibt die Widerstandskoeffizienten, welche Morin durch zahlreiche Versuche mit verschiedenen Fuhrwerken und auf verschiedenen Bahnen gefunden hat. In den Ueberschriften bedeutet:

- b die Felgenbreite der Räder;
- r_1, r_2 die Halbmesser der Hinter- und Vorderräder,
- ρ den Halbmesser der Axen, auf welchem sich die Räder drehen.

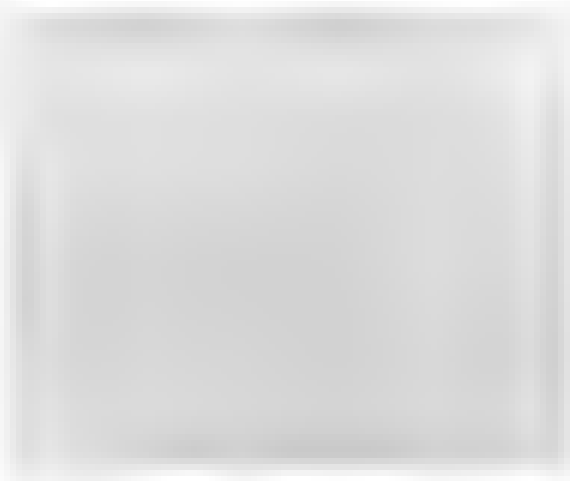
Beschaffenheit der Bahn.	Verhältnis		
	Lafetten und Artillerie- karren.	Artillerie- wagen.	In der Frachtwagen- gebräuchl. Wagen.
	$b = 0.10$ bis $b = 0.12$ $r_1 = r_2 = 0.78$ $e = 0.038$	$b = 0.07$ bis $b = 0.075$ $r_1 = 0.575$ $r_2 = 0.780$ $e = 0.038$	$b = 0.05$ bis $b = 0.06$ $r_1 = 0.5$ $r_2 = 0.7$ $e = 0.03$
Erddamm, sehr gut, beinahe trocken . . .	$\frac{1}{84.8}$	$\frac{1}{30.1}$	$\frac{1}{31.4}$
Fester Damm, mit einer Kieslage von 0 ^m 03 bis 0 ^m 04 Dicke	$\frac{1}{13.6}$	$\frac{1}{11.8}$	$\frac{1}{11.4}$
Fester Damm, mit einer Kieslage von 0 ^m 05 bis 0 ^m 06 Dicke	$\frac{1}{11.6}$	$\frac{1}{10.1}$	$\frac{1}{10.1}$
Fester Boden, auf 0 ^m 10 bis 0 ^m 15 Höhe mit Kies bedeckt, oder neue Strasse	$\frac{1}{10.8}$	$\frac{1}{9.3}$	$\frac{1}{9.4}$
Strasse mit nicht gebahntem Schnee bedeckt	$\frac{1}{18.4}$	$\frac{1}{16.0}$	$\frac{1}{16.2}$
Fester Boden mit einer Sandschichte bedeckt, dem Kiesel von 0 ^m 10 bis 0 ^m 15 Dicke bei- gemengt sind	$\frac{1}{10.2}$	$\frac{1}{8.1}$	$\frac{1}{8.9}$
Schotterstrasse.	In sehr gutem Stand, sehr trocken und eben	Schritt $\frac{1}{62.7}$	$\frac{1}{57.5}$
		Trab $\frac{1}{50.5}$	
	Ein wenig feucht oder mit Staub be- deckt, mit einigen freiliegenden Schot- terstücken	$\frac{1}{44.8}$	$\frac{1}{40.3}$
	Sehr hart, mit groben Schottern, nass	$\frac{1}{54.1}$	$\frac{1}{49.1}$
	Hart, mit leichten Geleisen und weichem Schlamm	$\frac{1}{34.8}$	$\frac{1}{31.0}$
	Hart, mit Geleisen und Koth	$\frac{1}{28.5}$	$\frac{1}{25.2}$



alen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

nachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
10	b = 0·10 bis	b = 0·10 bis	b = 0·10 bis	b = 0·10 bis 0·12	b = 0·07 bis 0·08
12	b = 0·12	b = 0·12	b = 0·12	r ₁ + r ₂ = 1·15	r ₁ = 0·45
450	r ₁ = 0·55	r ₁ = 0·80	r ₁ = 1·00	e = 0·032	r ₂ = 0·70
750	r ₂ = 0·85	e = 0·032	e = 0·032		e = 0·027
032	e = 0·032				
3	$\frac{1}{31\cdot7}$	$\frac{1}{36\cdot3}$	$\frac{1}{45\cdot4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26\cdot4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26\cdot4}$
5	$\frac{1}{12\cdot3}$	$\frac{1}{14\cdot0}$	$\frac{1}{17\cdot5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10\cdot1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10\cdot1}$
7	$\frac{1}{10\cdot4}$	$\frac{1}{11\cdot9}$	$\frac{1}{14\cdot9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8\cdot6}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8\cdot6}$
9	$\frac{1}{9\cdot7}$	$\frac{1}{11\cdot1}$	$\frac{1}{13\cdot9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8\cdot0}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8\cdot0}$
11	$\frac{1}{16\cdot7}$	$\frac{1}{19\cdot0}$	$\frac{1}{23\cdot8}$	$\frac{1}{13\cdot7}$	
13	$\frac{1}{9\cdot2}$	$\frac{1}{10\cdot5}$	$\frac{1}{13\cdot1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{7\cdot5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{6\cdot9}$
15	$\frac{1}{58}$	$\frac{1}{66\cdot2}$	$\frac{1}{82\cdot8}$	Schritt $\frac{1}{47\cdot6}$	Schritt $\frac{1}{49}$
17				Trab $\frac{1}{40\cdot9}$	Trab $\frac{1}{41\cdot8}$
19				scharfer Trab $\frac{1}{39\cdot7}$	scharfer Trab $\frac{1}{40\cdot6}$
21	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{47\cdot0}$	$\frac{1}{58\cdot6}$	Schritt $\frac{1}{33\cdot7}$	Schritt $\frac{1}{34\cdot3}$
23				Trab $\frac{1}{26\cdot8}$	Trab $\frac{1}{72\cdot2}$
25				scharfer Trab $\frac{1}{24\cdot3}$	scharfer Trab $\frac{1}{24\cdot6}$
27				Schritt $\frac{1}{40\cdot8}$	Schritt $\frac{1}{41\cdot8}$
29	$\frac{1}{49\cdot8}$	$\frac{1}{56\cdot9}$	$\frac{1}{71\cdot0}$	Trab $\frac{1}{26\cdot5}$	Trab $\frac{1}{27}$
31				scharfer Trab $\frac{1}{22\cdot6}$	scharfer Trab $\frac{1}{22\cdot8}$
33				Schritt $\frac{1}{26\cdot1}$	Schritt $\frac{1}{26\cdot4}$
35	$\frac{1}{31\cdot7}$	$\frac{1}{36\cdot2}$	$\frac{1}{45\cdot2}$	Trab $\frac{1}{21\cdot7}$	Trab $\frac{1}{22}$
37				scharfer Trab $\frac{1}{20\cdot0}$	scharfer Trab $\frac{1}{20\cdot3}$
39				Schritt $\frac{1}{21\cdot0}$	Schritt $\frac{1}{21\cdot5}$
41	$\frac{1}{25\cdot8}$	$\frac{1}{29\cdot5}$	$\frac{1}{36\cdot9}$	Trab $\frac{1}{18\cdot5}$	Trab $\frac{1}{18\cdot5}$
43				scharfer Trab $\frac{1}{17\cdot2}$	scharfer Trab $\frac{1}{17\cdot2}$

		Verhältnis		
		Lafetten und Artillerie- karren.	Artillerie- wagen.	Fuß- gänger- wagen.
Beschaffenheit der Bahn.		$b = 0.10$ bis $b = 0.12$ $r_1 = r_2 = 0.78$ $e = 0.038$	$b = 0.07$ bis $b = 0.075$ $r_1 = 0.575$ $r_2 = 0.780$ $e = 0.038$	$b = 0.05$ bis $b = 0.06$ $r_1 = 0.575$ $r_2 = 0.780$ $e = 0.038$
Schotterstrasse	Sehr verfahren, mit dickem Koth . . .	$\frac{1}{24.1}$	$\frac{1}{20.9}$	$\frac{1}{21.3}$
	Sehr aufgerissen, mit Geleisen von 0.06 bis 0.08 Tiefe und dickem Koth .	$\frac{1}{18.4}$	$\frac{1}{15.9}$	$\frac{1}{16.2}$
	Sehr schlecht, tiefe Geleise von 0.10 bis 0.12, dicker Koth, der Grund hart und rauh	$\frac{1}{16.6}$	$\frac{1}{14.3}$	$\frac{1}{14.4}$
	Sehr gutes Metzger Pflaster (Bierker Sandstein)	$\frac{1}{71.1}$	$\frac{1}{70.0}$	$\frac{1}{75.5}$
Pariser Pflaster aus Sandst. v. Fontainebleau.	Gewöhnlich trocken	$\frac{1}{75.7}$	$\frac{1}{64.6}$	$\frac{1}{69.2}$
	Ebenso	$\frac{1}{74.7}$	$\frac{1}{64.6}$	$\frac{1}{69.2}$
	Gewöhnlicher Zustand, nass und mit Koth bedeckt	$\frac{1}{58.1}$	$\frac{1}{50.8}$	$\frac{1}{52.9}$
	Brückenbahn von Holz	$\frac{1}{54.1}$	$\frac{1}{46.9}$	$\frac{1}{49.1}$



len Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.					
Schwaben.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
1 2 3 4 5	$b = 0.10$ bis $b = 0.12$ $r_1 = 0.55$ $r_2 = 0.85$ $e = 0.032$	$b = 0.10$ bis $b = 0.12$ $r_1 = 0.80$ $e = 0.032$	$b = 0.10$ bis $b = 0.12$ $r_1 = 1.00$ $e = 0.032$	$b = 0.10$ bis 0.12 $r_1 + r_2 = 1.15$ $e = 0.032$	$b = 0.07$ bis 0.08 $r_1 = 0.45$ $r_2 = 0.70$ $e = 0.027$
	$\frac{1}{21.8}$	$\frac{1}{24.9}$	$\frac{1}{31.1}$	Schritt $\frac{1}{17.9}$ Trab $\frac{1}{15.8}$ scharfer Trab $\frac{1}{14.9}$ Schritt $\frac{1}{13.7}$ Trab $\frac{1}{12.4}$ scharfer Trab $\frac{1}{11.8}$ Schritt $\frac{1}{12.2}$ Trab $\frac{1}{10.5}$ Schritt $\frac{1}{62.0}$ Trab $\frac{1}{42.0}$ scharfer Trab $\frac{1}{36.2}$ Schritt $\frac{1}{57.1}$ Trab $\frac{1}{38.1}$ scharfer Trab $\frac{1}{32.7}$ Schritt $\frac{1}{57.1}$ Trab $\frac{1}{40.9}$ scharfer Trab $\frac{1}{35.8}$ Schritt $\frac{1}{44.0}$ Trab $\frac{1}{32.9}$ scharfer Trab $\frac{1}{29.2}$ Schritt u. Trab $\frac{1}{40.8}$	Schritt $\frac{1}{18.1}$ Trab $\frac{1}{15.9}$ scharfer Trab $\frac{1}{15.0}$ Schritt $\frac{1}{13.8}$ Trab $\frac{1}{12.5}$ scharfer Trab $\frac{1}{11.9}$ Schritt $\frac{1}{12.3}$ Trab $\frac{1}{9.9}$ Schritt $\frac{1}{64.2}$ Trab $\frac{1}{43.0}$ scharfer Trab $\frac{1}{37.0}$ Schritt $\frac{1}{59}$ Trab $\frac{1}{39}$ scharfer Trab $\frac{1}{33.3}$ Schritt $\frac{1}{59}$ Trab $\frac{1}{41.8}$ scharfer Trab $\frac{1}{36.5}$ Schritt $\frac{1}{45.1}$ Trab $\frac{1}{33.5}$ scharfer Trab $\frac{1}{29.8}$ Schritt u. Trab $\frac{1}{41.8}$
	$\frac{1}{16.7}$	$\frac{1}{19.0}$	$\frac{1}{23.8}$		
	$\frac{1}{14.9}$	$\frac{1}{17.0}$	$\frac{1}{21.2}$		
	$\frac{1}{75.5}$	$\frac{1}{86.3}$	$\frac{1}{107.9}$		
	$\frac{1}{69.5}$	$\frac{1}{79.9}$	$\frac{1}{99.9}$		
	$\frac{1}{69.5}$	$\frac{1}{79.9}$	$\frac{1}{99.9}$		
	$\frac{1}{53.5}$	$\frac{1}{61.2}$	$\frac{1}{76.5}$		
	$\frac{1}{49.8}$	$\frac{1}{69}$	$\frac{1}{71}$		

Lokomotive.

306.

Fahrgeschwindigkeit.

Der Berechnung von neu zu erbauenden Lokomotiven darf man in der Regel folgende Fahrgeschwindigkeiten zu Grunde legen.

Benennung der Züge.	Fahrgeschwindigkeit	
	in Metern in 1 Sekunde.	
Schnellzüge	16 bis	20
Gewöhnliche Personenzüge . .	12 „	16
Güterzüge	8 „	12
Berglokomotive	5 „	6

Nennt man V die Geschwindigkeit eines Zuges in Metern und in 1 Sekunde, so ist die Geschwindigkeit eines Zuges:

- 1) in deutschen Meilen (zu 7·420 Kilometern) in der Stunde 0·485 V
- 2) in österreichischen Meilen (zu 7·586 Kilometern) in der Stunde 0·475 V
- 3) in preussischen Meilen (zu 7·533 Kilometern) in der Stunde 0·478 V
- 4) in Kilometern in der Stunde 3·600 V
- 5) in englischen Meilen (zu 1·631 Kilometern) in der Stunde 2·208 V

307.

Das Traingewicht.

Für neu zu erbauende Lokomotive dürfen in der Regel folgende Traingewichte in Rechnung gebracht werden:

a) wenn die stärksten Steigungen der Bahn nicht mehr als $\frac{1}{150}$ betragen, und die kleinsten Krümmungshalbmesser nicht unter 200 Meter sind:

Art des Zuges.	Gewicht des Trains ohne Lokomotive in Tonnen.	
Personen-Schnellzüge	50 bis	100
Gewöhnliche Schnellzüge . .	100 „	150
Güterzüge	150 „	300



.

.

.

.

,

b) wenn die stärksten Steigungen mehr als $\frac{1}{150}$ und bis $\frac{1}{40}$ betragen, wird man in der Regel das Gewicht des Trains nicht grösser als 150 Tonnen annehmen dürfen.

308.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und ihrer normalen Zugkraft.

Nennt man:

W den in Kilogrammen ausgedrückten normalen, totalen Widerstand des Trains, den die Lokomotive bei einer nicht zu hohen Dampfspannung zu überwinden im Stande sein soll. In W sind also alle Widerstände enthalten, welche durch die Differenz der Pressungen gegen die beiden Seiten der Kolben überwunden werden müssen;

L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonnen;

V die Fahrgeschwindigkeit des Trains in Metern und in der Sekunde;

so ist annähernd:

$$\frac{W}{L} = \frac{500 + 22 V}{V}$$

Diese Formel gibt:

für V =	5	6	8	10	12	14
$\frac{W}{L}$ =	140	120	96	81	71	64

309.

Der Totalwiderstand eines Trains auf einer geraden Bahnstrecke.

Nennt man:

T das in Tonnen ausgedrückte Gewicht aller Wagen, die von der Lokomotive fortgezogen werden, mit Einschluss ihrer Belastung;

L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung;

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern und in einer Sekunde;

α den Winkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigungen;

F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter);

- f die Stirnfläche jedes Bahnwagens in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 4 Quadratmeter);
 i die Anzahl der von der Lokomotive fortzuschaffenden Wagen;
 W den in Kilg. ausgedrückten Totalwiderstand des Trains auf einer geraden Bahnstrecke;
 so hat man zur Berechnung von W folgenden Ausdruck:

$$W = \frac{(3.11 + 0.077 V + 1162 \sin \alpha) T + 0.0704 \left(F + \frac{1}{4} i f \right) V^2}{1 - (7.25 + 0.577 V + 1162 \sin \alpha) \frac{L}{W}}$$

Der Werth von $\frac{L}{W}$ wird durch die Regel Nr. 308 bestimmt.

310.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und dem Druck aller Triebräder gegen die Bahn.

Nennt man:

- L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung;
 L₁ den in Tonnen ausgedrückten Druck aller Triebräder gegen die Bahn;
 V die in Metern ausgedrückte Fahrgeschwindigkeit in einer Sekunde;
 f den Reibungs-Coeffizienten der Räder auf den Schienen;
 so ist:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{1}{909 f} \frac{590 + 22 V}{V}$$

Die Werthe von f sind:

bei trockener Witterung, die Schienen leicht bestaubt $f = \frac{1}{3}$

bei gewöhnlicher Witterung $f = \frac{1}{6}$

bei Schnee und Regenwetter $f = \frac{1}{10}$

Der Berechnung einer zu konstruirenden Lokomotive darf man den Werth $f = \frac{1}{6}$ zu Grunde legen, und dann findet man aus obigem Ausdruck:

für V =	14	11	8.6	6.7	4.6 Meter
$\frac{L_1}{L} =$	0.44	0.5	0.6	0.73	1.0 „



Bei den gegenwärtig in Gebrauch befindlichen Lokomotiven sind die Werthe von $\frac{L_1}{L}$:

- a) Personenlokomotive von *Stephenson* mit 2 mittleren Triebrädern $\frac{L_1}{L} = 0.44$
- b) Personenlokomotive von *Crampton* $\frac{L_1}{L} = 0.50$
- c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben $\frac{L_1}{L} = 0.60$
- d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer $\frac{L_1}{L} = 0.73$
- e) Güterlokomotive, sämtliche Räder gekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1$

Hieraus sieht man, dass das System der Triebräder durch die Fahrgeschwindigkeit bestimmt wird.

311.

Durchmesser der Triebräder.

Nennt man:

- V die Geschwindigkeit in Metern und in der Sekunde;
- D den Durchmesser eines Triebrades in Metern;
- s die Zusammendrückung der Federn durch deren Belastung. Gewöhnlich ist $s = 0.04$ bis 0.05 Meter;
- $g = 9.808$ die Beschleunigung durch die Schwere;
- so hat man die Regel, dass der Durchmesser der Triebräder:

nie kleiner als $2.73 V \sqrt{\frac{s}{g}}$, aber

nie grösser als $3.46 V \sqrt{\frac{s}{g}}$

genommen werden soll. Nimmt man $s = 0.04$ Meter, so werden diese Grenzen $0.174 V$ und $0.22 V$ und dann findet man:

für V	=	5	6	8	10	12	14 Meter
D _{min.}	=	0.87	1.04	1.39	1.74	2.08	2.44 „
D _{max.}	=	1.10	1.32	1.76	2.2	2.64	3.08 „

312.

Anzahl der Triebräder.

Es sei:

L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonn

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern, in einer Sekunde;

f der Reibungs-Coeffizient für die Räder auf der Bahn;

i die Anzahl der Triebräder der Lokomotive;

so ist:

$$i = \frac{0.48}{909f} \frac{550 + 22 \frac{V}{\sqrt{V}}}{V} L$$

Setzt man $f = \frac{1}{6}$, so folgt aus diesem Ausdruck:

für $V =$	5	6	8	10	12	14
$\frac{i}{L} =$	0.20	0.16	0.11	0.08	0.07	0.06

313.

Druck eines Rades gegen die Bahn.

Nennt man:

D den Durchmesser eines Rades in Metern;

\P den Druck in Tonnen, welchen das Rad gegen die Bahn üben darf, damit weder die Bahn, noch der Radkranz zu angegriffen wird, so hat man:

$$\P = 5 \sqrt{D}$$

314.

Durchmesser und Anzahl der Laufräder.

Für Laufräder gelten folgende Regeln:

Durchmesser eines Laufrades ungefähr 1 Meter;

Druck eines Laufrades gegen die Bahn höchstens 5 Ton

Anzahl der Laufräder wenigstens $= \frac{L - L_1}{5}$;

wobei L das Gewicht der Lokomotive in Tonnen, L_1 die Summe der Pressungen aller Triebräder gegen die Bahn in Tonnen deutet.

Anzahl der Speichen eines Rades:

$$\Re = 18 \sqrt{D - 0.8}$$



315.

Bauart der Lokomotive.

Hinsichtlich der Bauart sind folgende Anordnungen zu empfehlen:

A) Für Personen- und Schnellzüge.

I. Die Lokomotive von *Crampton* ohne Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Statt der gegen den Rahmenbau unveränderlich gelagerten Laufwerke, einen um einen vertikalen Zapfen drehbaren vierräderigen Laufwagen. 2) Eine richtige, d. h. eine solche Lagerung der Dampfzylinder, dass die mittlere Position der Gleitstücke genau in die quer durch den Schwerpunkt gehende Vertikalebene fällt. 3) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen. 4) Einen Kessel von einfacher Form mit möglichst grossem Querschnitt und ohne Dom. 5) Eine richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive.

II. Die Lokomotive mit Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Einen um einen Vertikalzapfen drehbaren vierräderigen Laufwagen. 2) Aussen liegende Cylinder, denn wenn eine Blindaxe vorhanden ist, verursacht die äussere Lage der Cylinder weder ein Wanken noch ein Wogen, und hinsichtlich des Nickens ist es gleichgültig, ob die Cylinder aussen oder innen liegen. Die äussere Lage der Cylinder gewährt aber den Vortheil, dass die Blindaxe keine innern, sondern nur äussere Kurbeln erhält und dass sie nicht auf Torsion in Anspruch genommen wird. Die Cylinder können, wenn eine Blindaxe angewendet wird, ohne Nachtheil nach vornehin neben die Rauchkammer gelegt werden.

III. Die Lokomotive mit Schleifenbewegung, welche weder ein Wanken noch ein Wogen, sondern nur ein schwaches Nicken verursacht.

B) Für leichtere Güterzüge

ist zu empfehlen: Die im wesentlichen nach dem System von *Norris* erbaute Lokomotive der württembergischen Eisenbahn, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die Cylinder weiter zurücklegen, so dass die mittlere Position der Gleitstücke in die durch den Schwerpunkt gehende vertikale Querebene fällt. 2) Die hinteren Triebräder durch Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 3) Einen Kessel von einfacher Form mit grossem Querschnitt und ohne Dom anwenden. 4) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen anwenden.

C) Für starke Gütersüge

ist zu empfehlen: die Alplokomotive, jedoch mit folgenden Änderungen: 1) Die hinteren Triebräder vermittelt Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 2) Die mittlere Triebaxe schwächer als die beiden andern Axen belasten, daher auch die Federn der mittleren Axe weniger starr machen, als die Federn der beiden andern Axen. 3) Jedes Rad mit einer besonderen von den übrigen Federn unabhängigen Feder versehen. 4) Eine richtige Balancirung der Massen anwenden

316.

Conizität der Räder eines vierrädrigen Wagens mit parallelen Axen und Geleiserweiterung in Bahnkrümmungen.

Nennen wir:

- R den kleinsten Krümmungshalbmesser, welcher auf der zu befahrenden Bahn vorkommt;
- α die Conizität der Räder eines vierrädrigen Wagens, d. h. die Tangente des Winkels, den die Seite des Radkegels mit seiner Axe bildet;
- r den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Rades, d. h. den Halbmesser desjenigen Kreises, dessen Punkte mit der Bahn in Berührung kommen, wenn ein Wagen auf einer geraden Strecke in seiner mittleren Stellung auf der Bahn fortläuft;
- $2e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke;
- $2e + 2\sigma$ die Spurweite der Bahn in der stärksten Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R entspricht;
- R_1 den Halbmesser irgend einer von den Bahnkrümmungen, die auf der zu befahrenden Bahn vorkommen;
- $2e + 2\sigma_1$ die Spurweite in der Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R_1 entspricht.

Diess vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von α und σ , folgende Gleichungen:

$$\tan \alpha = \frac{r e}{R \sigma}$$

$$\sigma_1 = \sigma \frac{R}{R_1}$$

Die stärkste Geleiserweiterung 2σ darf nicht mehr als 0.03 Meter betragen; es ist daher zu setzen:

$$\sigma = 0.015 \text{ Meter.}$$



317.

Conizität der Räder eines Wagens mit mehr als zwei Axen.

Die Conizitäten der Vorder- und Hinterräder eines Wagens mit mehr als 2 Axen sind nach der vorhergehenden Regel zu bestimmen; zur Bestimmung der Conizität der Räder eines der übrigen Laufwerke hat man folgende Regel zu befolgen.

Nennt man:

$2A$ den Abstand der vordersten Axe des Wagens von der hintersten;

δ die Entfernung der Axe eines inneren Laufwerkes von der hinteren Axe des Wagens;

$2e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke;

R den Halbmesser der stärksten auf der Bahn vorkommenden Krümmung;

2σ die Bahnerweiterung in dieser stärksten Krümmung;

r , den Halbmesser des mittleren Laufkreises des Laufwerkes, dessen Conizität bestimmt werden soll;

$\tan \alpha_1$ die Conizität dieses inneren Laufwerkes;

so hat man annähernd:

$$\tan \alpha_1 = \frac{2 r e}{A^2 - (A - \delta)^2 - 2 R \sigma}$$

Fällt der Werth von $\tan \alpha_1$ positiv aus, so ist die Conizität des inneren Laufwerkes jener der äusseren Laufwerke entgegengesetzt. Fällt $\tan \alpha_1$ negativ aus, so sind die Conizitäten aller Laufwerke in dem gleichen Sinne zu nehmen.

318.

Kolbengeschwindigkeit und Länge des Kolbenschubes.

Die Kolbengeschwindigkeit v ist bei allen Lokomotiven nahe eine constante und beträgt:

$$v = 2.3 \text{ Meter.}$$

Die Kolbenschublänge l ist ebenfalls bei allen Lokomotiven nahe eine Constante und beträgt:

$$l = 0.63 \text{ Meter.}$$

319.

Schubstangen-Länge.

Nennt man:

- D den Durchmesser eines Triebrades;
- 2e die Horizontaldistanz der Cylindermittel;
- l₁ die Länge der Schubstange;

so hat man die Regel, dass die Länge einer Schubstange nie kleiner als:

$$l_1 = (1.9 + 0.41 D) e \text{ Meter}$$

und jederzeit so lang gemacht werden soll, als es die Bauart der Lokomotive erlaubt.

320.

Spannung des Dampfes in den Cylindern.

Man darf als Regel aufstellen, dass die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter den Kolben, wenn die Lokomotive ihre stärkeren Leistungen hervorbringt, 5 Atmosphären betragen soll.

321.

Querschnitt der Dampfcylinder.

Nennt man:

- O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern;
- p den Druck des Dampfes in Kilogrammen auf 1 Quadratmeter hinter dem Kolben (in der Regel ist $p = 51650$ Kilg.);
- r den vor dem Kolben herrschenden mittleren Gegendruck in Kilg. auf 1 Quadratmeter (in der Regel darf man $r = 15495$ Kilg. setzen);
- v die Kolbengeschwindigkeit in Metern;
- V die Fahrgeschwindigkeit in Metern;
- l die Länge des Kolbenschubes in Metern;
- l₁ den Weg, den bei expandirenden Maschinen der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
- m in der Regel gleich 0.05 den Coefficienten für den schädlichen Raum;

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 0.1427 \\ \beta = 0.0000473 \\ \frac{\alpha}{\beta} = 3017 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Zahlen, durch welche das Gewicht von 1 Kilg} \\ \text{Dampf mittelst des Ausdruckes } \alpha + \beta p \\ \text{berechnet werden kann;} \end{array}$$



11

12

13

14

15

16

17

18

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

W den totalen Widerstand des Trains in Kilg., der durch die Kraft $2 O (p - r)$ überwunden werden muss, so ist:

A) für nicht expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V W}{2 v (p - r)}$$

B) für expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V W}{2 v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right]}$$

wobei zur Abkürzung gesetzt ist:

$$k = \frac{l_r}{l} + \left(\frac{l_r}{l} + m \right) \log_{\text{nat}} \frac{l + m l}{l_r + m l}$$

Gewöhnlich ist $m = 0.05$ und dann gibt diese Formel:

für $\frac{l_r}{l} =$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
$k =$	0.958	0.846	0.685	0.568	0.535

322.

Kessel-Verhältnisse.

Nennt man:

- O den Querschnitt eines Dampfeylinders in Quadratmetern;
- $v = 2.3$ Meter die Kolbengeschwindigkeit;
- l die Länge des Kolbenshubes;
- l_r den Weg, den der Kolben bei expandirenden Maschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
- p die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter dem Kolben auf 1 Quadratmeter;
- $\alpha + \beta p$ das Gewicht von 1 Kilg. Dampf;
- m den Coefficienten für den schädlichen Raum;
- F die totale Heizfläche des Kessels;
- ρ das Güteverhältniss des Kessels, d. h. das Verhältniss zwischen der Wärmemenge, die in den Kessel eindringt, und der Wärmemenge des Brennstoffs;

so ist:

$$F = (22 + 145 p) 2 \sqrt{O \left(\frac{l_1}{l} + m \right) (\alpha + \beta p)}$$

Für nicht expandierende Maschinen darf man in der Regel setzen :

$$\begin{aligned} p &= 0.41 & v &= 2.3 & \frac{l_1}{l} &= 0.88 & m &= 0.05 \\ p &= 5 \times 10330 & \alpha + \beta p &= 2.58 \end{aligned}$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 900$$

Für expandierende Maschinen darf man setzen:

$$\begin{aligned} p &= 0.41 & v &= 2.3 & \frac{l_1}{l} &= 0.5 & m &= 0.05 \\ p &= 6 \times 10330 & \alpha + \beta p &= 3.05 \end{aligned}$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 627$$

Zur Bestimmung der Heizfläche F_1 der Feuerbüchse, der Rostfläche R und der Summe Ω der Querschnitte aller Röhren gelten folgende Regeln:

Verhältniss $\frac{F_1}{F}$ zwischen der Heizfläche der Feuerbüchse und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{F_1}{F} = 0.074 = \frac{1}{13.5}$$

Verhältniss $\frac{R}{F}$ zwischen der Rostfläche und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{R}{F} = 0.074 = \frac{1}{80}$$

Verhältniss $\frac{\Omega}{F}$ zwischen der Summe der Querschnitte aller Röhren und der totalen Heizfläche des Kessels:



$$\frac{2}{F} = 0.00132 = \frac{1}{750}$$

Für den Kessel gelten immer zwei ähnliche Verhältnisse:
Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Dampfmündung
und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{750} = 0.00133$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt eines Dampfkanals und
der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{750} = 0.00132$$

Verhältnisse zwischen dem Querschnitt der Blasearmündung und
der totalen Heizfläche:

$$a) \text{ für den grössten Querschnitt der Mündung } \frac{1}{750} = 0.00132$$

$$b) \text{ für den kleinen Querschnitt der Mündung } \frac{1}{3000} = 0.000333$$

323

Position der Axen

Nennt man:

P_1, P_2, P_3, \dots die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller hinter
dem Schwerpunkt des Baues befindlichen Laufwerke gegen die
Bahn;

p_1, p_2, p_3, \dots die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen
dieser Laufwerke;

Q_1, Q_2, Q_3, \dots die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller vor
dem Schwerpunkt befindlichen Laufwerke gegen die Bahn;

q_1, q_2, q_3, \dots die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen
dieser Laufwerke;

L das in Tonnen ausgedrückte Totalgewicht der Lokomotive sammt
Wasserfüllung;

so hat man zur Bestimmung der Position der Axen folgende
Gleichungen:

$$P_1 p_1 + P_2 p_2 + P_3 p_3 + \dots = Q_1 q_1 + Q_2 q_2 + Q_3 q_3 + \dots$$

$$P_1 + P_2 + P_3 + \dots + Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots = L$$

Beispiele über die Anwendung dieser Regeln findet man Seite 296 meiner „Gesetze des Lokomotivbaues.“

324.

Zusammenhängung von Wägen, deren Radstände nicht gleich gross sind.

Nennt man:

$2A$ und $2A_1$, die Radstände der zusammenzuhängenden Wagen;
 x und x_1 , die Entfernungen des richtigen Zusammenhängungspunktes
 und den Mittelpunkten der Wagen;

$\delta = x + x_1$, die Entfernung der Mittelpunkte der Wagen, wenn
 dieselben auf einer geraden Bahnstrecke stehen;
 so ist:

$$x = \frac{\delta}{2} - \frac{A_1 - A}{2\delta}$$

$$x_1 = \frac{\delta}{2} + \frac{A_1 - A}{2\delta}$$

Diese Regeln sollen insbesondere berücksichtigt werden, um die richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive zu treffen.

325.

Die Federn.

Die Schienen eines Federwerkes sollen im belasteten Zustand derselben vollständig übereinstimmende Krümmungen annehmen, so zwar, dass jede Schiene von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird. Auch sollen alle Schienen in der Mitte gleich stark in Anspruch genommen sein. Federwerke, welchen diese Eigenschaften zukommen, erhält man, wenn man sich an folgende Regeln hält.

Es sei:

$2l$ die ganze Länge des Federwerkes oder die ganze Länge der längsten Schiene in Centimetern;

$2P$ die Belastung des Federwerkes in Kilg.;

δ die Metaldicke jeder Schiene des Federwerkes, die nothwendig für alle Schienen gleich gross sein muss, wenn das Federwerk die oben erwähnten Eigenschaften besitzen soll, in Centimetern;

n die Anzahl der Schienen des Federwerkes;

- e der Modulus der Elastizität des Stahles, aus welchem die Schienen gefertigt werden;
- J die auf einen Quadratcentiméter bezogene grösste Spannung, welche in jeder Schiene in der Mitte eintreten darf, wenn das Federwerk mit $2P$ belastet ist;
- b die Breite jeder Schiene in Centimetern;
- γ eine Zahl, die gleich oder grösser als Eins und selbst unendlich gross genommen werden darf;
- 2) l_k die Länge der k ten Schiene des Federwerkes von der längsten nach der kürzesten hingezählt. Für die längste Schiene ist $k = 1$, für die kürzeste ist $k = n$;
- R der Halbmesser, nach welchem im unbelasteten Zustand des Federwerkes die längste Schiene gekrümmt ist;
- Wir nehmen an, dass auch im unbelasteten Zustand alle Schienen so aufeinander passen, dass jede von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird;
- f, der Abstand des Mittelpunktes der längsten Schiene von der geraden Linie, welche die Endpunkte dieser Schiene verbindet, im unbelasteten Zustand des Federwerkes;
- f die Senkung des Federwerkes durch die Belastung oder die durch die Belastung $2P$ entstehende Aenderung von f_1 .

Alle Längen seien in Centimetern, die Kräfte in Kilogrammen ausgedrückt.

Diess vorausgesetzt, erhält man Federwerke, welche die oben verlangten Eigenschaften besitzen, wenn man folgenden Gleichungen genügt:

$$f = \frac{J l^3}{e \delta} \left(1 - \frac{1}{3\gamma}\right)$$

$$P l = \frac{n J b \delta^3}{6}$$

$$l_k = \frac{1 - \frac{k-1}{n}}{1 - \frac{k-1}{n} \frac{1}{\gamma}}$$

$$R = \frac{l^3}{2 f_1}$$

Die verschiedenen Federwerke, welche man erhält, wenn man für die innerhalb 1 und unendlich willkürliche Grösse γ alle erlaubten Werthe setzt, lassen sich in 3 Klassen eintheilen. Diese sind:

Setzt man $\gamma = \frac{3}{2}$, so findet man:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{7}{9} \frac{J l^3}{e f} & e &= 2000000 \\ J &= 4400 \\ n &= \frac{6 P l}{J b \delta^2} & f &= 4 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.} \\ l_k &= l \frac{3n + 3 - 3k}{3n + 2 - 2k} & f_1 &= 8 \text{ „ } 10 \text{ „} \\ b &= 8 \text{ „ } 10 \text{ „} \\ R &= \frac{l^3}{2 f_1} \end{aligned}$$

326.

Aeusserer Axenzapfen für Lauf- und Triebräder.

Die Zapfen der Wagen- und Lokomotiv-Axen erhalten Dimensionen, welche eine genügende Festigkeit, und auch gegen das Abnützen und Warmlaufen hinreichenden Schutz gewähren, wenn man dieselben nach folgenden Regeln berechnet:

$$l = \frac{0.001 Q (17 + n d)}{d}$$

$$Q = \frac{243}{\sqrt{17 + n d}} d^2$$

wobei:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.;

n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde;

d den Durchmesser } des Zapfens in Centimetern

l die Länge

bedeutet. Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Arenzapfen von Schmiedeisen.

Durchmesser in Centimetern.	Belastung der Zapfen in Kilogrammen		und		Länge der Zapf in Centimetern	
	Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde.					
	0	1	2	3	4	5
2	284	269	256	244	234	225
	2	2·5	2·68	2·8	2·9	3·0
3	530	489	456	428	407	386
	3	3·3	3·5	3·7	3·9	4·1
4	895	805	737	685	642	606
	4	4·2	4·6	4·9	5·3	5·6
5	1474	1295	1170	1073	1000	937
	5	5·7	6·3	6·8	7·4	7·9
6	2113	1826	1626	1477	1367	1275
	6	7·0	7·8	8·6	9·3	10·0
7	2880	2435	2141	1933	1774	1651
	7	8·3	9·5	10·5	11·4	12·3
8	3774	3104	2709	2430	2221	2059
	8	9·7	11·1	12·5	13·6	14·6
9	4777	3859	3330	2969	2703	2501
	9	11·1	13·0	14·5	15·9	17·2
10	5898	4681	3996	3542	3218	2970
	10	12·6	14·8	16·6	18·3	19·9
11	7136	5558	4711	4158	3765	3467
	11	14·1	16·7	18·6	20·8	22·6
12	8493	6504	5467	4806	4341	3990
	12	15·7	18·8	21·2	23·5	25·6
13	9967	7494	6260	5490	4941	4507
	13	17·3	20·7	23·6	26·2	28·0
14	11560	8566	7098	6201	5577	5110
	14	18·9	22·8	28·1	29·0	31·8
15	13272	9659	8116	6947	6234	5701
	15	20·6	25·4	28·7	31·9	35·0
16	15098	10837	8744	7718	6866	6312
	16	22·3	26·7	31·3	34·7	38·2

1

327.

Stärke der Axen.

1) Axe eines Laufwerkes für einen Wagen oder für eine Lokomotive mit äusseren Zapfen. Taf. XVI, Fig. 6.

Nennt man:

die Belastung des Zapfens in Kilg.;

den Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades in Centimetern;

den Durchmesser } des äusseren Zapfens;
die Länge

den Durchmesser der Axe in der Mitte;

den Durchmesser der Axe in der Nähe der Nabe in Centimetern;

so ist:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d \sqrt[3]{\frac{2l_1}{l}} \\ d_2 &= 1.1 d_1 \end{aligned} \right\} \text{Centimeter}$$

wobei d und l aus Tabelle Nr. 326 zu nehmen sind.

2) Laufaxe oder Triebaxe einer Lokomotive mit äusseren Cylindern und innern Rahmen. Taf. XVI, Fig. 5.

Nennt man:

die Belastung eines Axenhalses in Kilg.;

den Durchmesser } des Halses in Centimetern;
die Länge

den Durchmesser der Axe in der Mitte;

den Abstand vom Mittel des Halses bis zum Mittel des Rades in Centimetern, so ist:

$$d = d_1 = l = 0.32 \sqrt[3]{Q l_1}$$

3) Triebaxe mit inneren Kurbeln für Maschinen mit innen liegenden Cylindern und mit innerem Rahmen. Taf. XVI, Fig. 7.

Nennt man:

die Belastung eines Axenhalses in Kilg.;

den Druck gegen einen Kurbelzapfen;

- l_1 den Abstand vom Mittel eines Rades bis zum Mittel des Axenhalses;
 l_2 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel;
 d den Durchmesser eines Kurbelzapfens;
 d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte;
 r den Kurbelhalbmesser;
 so hat man zunächst:

$$d = d_1 = 0.32 \sqrt[3]{Q l_1} \sqrt[6]{1 + \left(\frac{P l_2}{Q l_1}\right)^2}$$

Um den Durchmesser d_1 des Axenhalses zu finden, berechne man die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0.32 \sqrt[3]{Q l_1} \text{ und } 0.335 \sqrt[3]{P r}$$

und nehme den Durchmesser des Axenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe.

328.

Balancirungsgewichte, welche das Zucken und Schlingern verhindern.
 Taf. XXXVII, Fig. 1, 2, 3, 4.

Die störenden Bewegungen, welche durch die hin- und hergehenden Massen verursacht werden, können durch rotirende Massen vollständig aufgehoben werden. Die Gewichte und Positionen dieser Massen werden auf folgende Weise bestimmt.

Nennt man:

- S die Summe der Gewichte eines Kolbens, einer Kolbenstange und einer Schubstange;
 r den Halbmesser einer Triebkurbel;
 q das Gewicht der Theile, welche eine Triebkurbel bilden;
 ρ den Abstand des Schwerpunktes von q vom Mittel der Triebaxe;
 S_1 das Gewicht der auf einer Seite der Maschine befindlichen Kupplungsstangen. Für eine Maschine mit nicht gekuppelten Rädern ist $S_1 = 0$ zu setzen.
 r_1 den Halbmesser einer Kupplungskurbel; hat die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder, so ist $r_1 = r$;



- q_1 die Summe der Gewichte aller an einer Seite der Lokomotive befindlichen Kupplungskurbeln. Werden die Kupplungskurbeln durch Zapfen gebildet, die in die Naben der Räder gesteckt werden, so sind für q_1 nur die Gewichte der über die Naben hervorragenden Theile in Rechnung zu bringen. Hat die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder, so ist $q = 0$ zu setzen;
- a_1 den Abstand des Schwerpunktes einer Kupplungskurbel vom Mittel einer Axe;
- Q die Summe der Gewichte der Balancirungs-Massen, mit welchen die an einer Seite der Lokomotive befindlichen Räder versehen werden müssen.
- a_2 den Abstand des Schwerpunktes eines Balancirungsgewichts vom Mittel der Axe;
- γ den Winkel, durch welchen die Positionen der Balancirungsgewichte auf folgende Weise bestimmt werden. Es sei Taf. XXXVII, Fig. 1, O die Axe, an welcher sich die Triebkurbeln befinden, $O b$ die Triebkurbel der vordern (äusseren oder innen liegenden) Maschine, $O c$ die Triebkurbel der hinteren Maschine. Wir nehmen uns zunächst so, wie wenn der Schwerpunkt der Balancirungsgewichte in den Quadranten $x O y$ fiels, der durch die Verlängerung der Richtungen der Triebkurbeln gebildet wird; und nehmen an, A sei die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am vordern Rad, B die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am hintern Rad. Dann ist Winkel $A O x =$ Winkel $B O y = \gamma$.

Ist einmal der Winkel γ (der nach Umständen jeden beliebigen zwischen 0 und 360° liegenden Werth haben kann) bekannt, so findet man die Richtungen der Radien $O A$ und $O B$, in welchen die Schwerpunkte der Balancirungsgewichte liegen sollen, wenn man γ einmal von $O x$ ausgehend nach der rechten Drehungsrichtung und dann von $O y$ ausgehend nach der linken Drehungsrichtung aufträgt.

Wir nennen ferner noch:

- $2e$ die Entfernung der Axen der Cylinder der Maschinen;
- $2e_1$ die Entfernung der Mittelpunkte der an einer Axe befindlichen Räder;
- $2e_2$ den Abstand der Kupplungsstange an der vordern Seite der Lokomotive von der Kupplungsstange an der hintern Seite der Lokomotive.

Diess vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von Q und γ folgende Regeln:

A) Lokomotive mit nur zwei Triebrädern und mit innen oder aussen liegenden Cylindern.

In diesem Falle ist:

$$Q = \frac{S r + q e}{e_2} \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e}{e_1} \right)^2 \right]}$$

$$\sin \gamma = \frac{q r + S r}{2 e_2 Q} \left(1 - \frac{e}{e_1} \right)$$

$$\cos \gamma = \frac{q e + S r}{2 e_2 Q} \left(1 + \frac{e}{e_1} \right)$$

Wenn die Cylinder innen liegen, ist $\frac{e}{e_1} < 1$, wird also sowohl $\sin \gamma$, als auch $\cos \gamma$ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 1 zeigt.

Wenn die Cylinder aussen liegen, ist $\frac{e}{e_1} > 1$, wird also $\sin \gamma$ negativ, $\cos \gamma$ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

B) Lokomotive mit aussen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle wird:

$$Q = \frac{S r}{e_2} \sqrt{\left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e}{e_2} \right)^2 \right] + \left(1 + \frac{e e_1}{e_2^2} \right) \frac{q_1 e_1 + S_1 r}{S r} \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2} \right)^2 \right] \left(\frac{q_1 e_1 + S_1 r}{S r} \right)^2 \right\}}$$

$$\sin \gamma = \frac{1}{2 e_2 Q} \left[S r \left(1 - \frac{e}{e_2} \right) + (q_1 e_1 + S_1 r) \left(1 - \frac{e_1}{e_2} \right) \right]$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{2 e_2 Q} \left[S r \left(1 + \frac{e}{e_2} \right) + (q_1 e_1 + S_1 r) \left(1 + \frac{e_1}{e_2} \right) \right]$$

In diesem Falle ist $e > e_1 > e_2$, wird also $\sin \gamma$ negativ, $\cos \gamma$ positiv, fällt also γ in den vierten Quadranten, kommen die Gewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

δ die Metalldicke der Kesselwand in Centimetern;
 n die Anzahl der Atmosphären, welche der innern Dampfspannung entspricht;

so hat man zur Bestimmung von δ folgende Formel:

$$\delta = D \frac{1.315 + 0.495 n}{363 - n}$$

für $n =$	1	2	3	4	5
wird $\frac{\delta}{D} =$	0.0050	0.0064	0.0077	0.0092	0.0106
für $n =$	6	7	8	9	10
wird $\frac{\delta}{D} =$	0.0120	0.0134	0.0149	0.0163	0.0177

330.

Metallstärke kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser der Kugel in Centimetern;
 δ die Metalldicke der Wand in Centimetern;
 n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist:

$$\delta = D \frac{3.125 + 0.495 n}{725 - n}$$

für $n =$	3	4	5	6 Atmosph.
wird $\frac{\delta}{D} =$	0.0064	0.0071	0.0077	0.0085
für $n =$	7	8	9	10 Atmosph.
wird $\frac{\delta}{D} =$	0.0092	0.0098	0.0105	0.0113

. 331.

Stärke der Wand- und Deckbolzen.

Nennt man:

Ω die Fläche in Quadratcentimetern eines Bolzenfeldes, welches man findet, wenn man die Fläche einer Wand durch die daran vorkommende Anzahl Bolzen dividirt;

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht;

Δ den Durchmesser eines Bolzen in Centimetern;

so hat man:

$$\Delta = 0.07 \sqrt{(n-1) \Omega}$$

332.

Wände des Feuerkastens.

Nennt man:

δ die Blechdicke der Wände des Feuerkastens in Centimetern;

e die Entfernung der Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.;

e_1 die Entfernung der Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.;

B die Breite
 L die Länge } des Feuerkastens:

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist zu nehmen:

$$e = 24 \frac{\delta}{\sqrt{n-1}}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} + \frac{B L \delta}{B+L}}$$

333.

Wände des Wasserkastens.

Nennt man:

e die Entfernung zweier Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.;

e_1 die Entfernung zweier Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.;

δ die Blechdicke der Umfangswände des Wasserkastens in Centim.;

B die Breite
 L die Länge } des Feuerkastens in Centimetern;

B_1 die Breite
 L_1 die Länge } des Wasserkastens in Centimetern;

so hat man zu nehmen:

$$e = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - (L_1 - L) \delta}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - \frac{B_1 L_1 \delta}{B_1 + L_1}}$$

Totale Heizfläche des Kessels	= F
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung im Lichten .	= 0.08 Meter
Entfernung der Seitenwände der Feuerbüchse von den Seitenwänden der Umhüllung im Lichten .	= 0.08 „
Entfernung der Bolzen, welche die Wände der Feuerbüchse mit den Wänden der Umhüllung verbinden	= 0.12 „
Durchmesser dieser Bolzen	= 0.02 „
Innerer Durchmesser des die Röhren umschliessen- den, in der Regel cylindrischen Kessels . .	= $0.124 \sqrt{F}$
Länge dieses Kessels	84δ
Metalldicke der Wand dieses Kessels	= $0.0013 \sqrt{F}$
Blechdicke der äusseren Umhüllung der Feuer- büchse	= $0.0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Decke (Kupfer) der Feuerbüchse	= $0.0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Seitenwände und der Rückwand der Feuerbüchse (Kupfer)	= $0.0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Röhrenwand der Feuerbüchse .	= $0.0024 \sqrt{F}$
Querschnitt der Oeffnung eines Sicherheitsventils	= $0.0001 F$
Durchmesser des Kamins	= d
Höhe des Kamins	= 4 d

Die Pumpen.

Durchmesser eines Kolbens einer Pumpe . . .	= $0.0128 \sqrt{F}$
Kolbenshub	= 0.12 Meter
Durchmesser einer Ventilöffnung	= $0.0058 \sqrt{F}$
Durchmesser der Saug- und Druckröhren . . .	= $0.0058 \sqrt{F}$

Dampfsleitung und Regulator.

Grösster Querschnitt der Regulatoröffnung . .	= $0.00015 F$
Innerer Durchmesser des Dampfsleitungsrohrs .	= $0.016 \sqrt{F}$
Querschnitt dieses Rohres	= $0.0002 F$
Querschnitt der Röhren, durch welche der Dampf- nach der Dampfkammer strömt	= $0.0001 F$

Blasrohr.

Querschnitt des Blasrohrs	= $0.0002 F$
Querschnitt der Mündung des Blasrohrs	<div style="display: inline-block; vertical-align: middle;"> <div style="display: inline-block; vertical-align: middle;">Maximum . .</div> <div style="display: inline-block; vertical-align: middle;">Minimum . .</div> </div>
	= $0.00017 F$
	= $0.0000273 F$

- F , der Flächeninhalt der Schwimmfläche des Schiffes;
 $F = B L$ der Flächeninhalt des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes;
 \mathfrak{B} , das Volumen des verdrängten Wassers;
 $\mathfrak{B} = B L T$ das Volumen des dem verdrängten Wasserkörper umschriebenen Parallelepipedes;
 D der Durchmesser eines Ruderrades;
 i Anzahl der Schaufeln eines Rades;
 b die Länge einer Schaufel;
 a die radiale Dimension einer Schaufel;
 $o = 2ab$ die Summe der Flächen zweier Schaufeln;
 V die Umfangsgeschwindigkeit der Räder gegen das Schiff;
 U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser.
 Wenn letzteres keine Bewegung hat, ist U die absolute Geschwindigkeit des Schiffes;
 N die Nominal-Pferdekraft der Maschinen, welche das Schiff bewegen;
 v die Geschwindigkeit (mittlere) des Kolbens einer Maschine;
 l die Länge des Kolbenshubes.

337.

Praktische Verhältnisse, nach welchen die existirenden Schiffe angeordnet sind.

Durch Vergleichung einer grossen Anzahl von Schiffen haben sich folgende Verhältnisse ergeben.

Verhältnisse.		Fluss-Schiffe.	Landes-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{L}{B}$	$\frac{\text{Länge des Schiffes}}{\text{Breite der Schale}}$	9	7.4	6
$\frac{T}{B}$	$\frac{\text{Tauchung des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0.18	0.19	0.4
$\frac{H}{B}$	$\frac{\text{Höhe des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0.5	0.5	0.64
$\frac{N}{O}$	$\frac{\text{Pferdekraft der Maschinen}}{\text{Eingetauchtes Rechteck}}$	13.7	8.93	11.8
$\frac{O_1}{O}$	$\frac{\text{Eingetauchter Querschnitt}}{\text{Umschriebenes Rechteck}}$	0.88	0.88	0.82
$\frac{F_1}{F}$	$\frac{\text{Wahre Schwimmfläche}}{\text{Rechteck } B L}$	0.667	0.667	0.794
$\frac{\mathfrak{B}_1}{\mathfrak{B}}$	$\frac{\text{Volumen des verdrängten Wassers}}{\text{Volumen des Parallelepipedes } L B T}$	0.448	0.448	0.541





339.

Ungefähre Gewichtsbestimmungen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilogrammen per 1 Pferdekraft.	
	Fluss- und Landsee-Schiffe	Meer-Schiffe.
Maschinen und Treibapparat . .	370	370
Kessel (ohne Füllung) Kamin .	360	360
Füllung des Kessels	270	200
Das Schiff mit Ausrüstung, bei den Meerschiffen mit Segelwerk . .	840 Eisen	1530 Holz 1000 Eisen
Totalgewicht ohne Nutzlast . .	1840	2530 Holz 2000 Eisen

Auch ist:

Gewicht des Schiffes mit Ausrüstung ohne Maschinen, ohne Kessel:

- a) für Fluss- und Landsee-Schiffe . . . 129 L (B + H) Kilg.
b) für Meer-Schiffe 533 L (B + H) Kilg.

Anmerkung.

Diese Gewichtsbestimmungen beziehen sich auf *Watt'sche* Niederdruckmaschinen und Kessel. Direktwirkende Maschinen und Röhrenkessel sind leichter.

340.

Hauptresultate über die Bewegung eines Schiffes und der Maschinen.

Die folgenden Ausdrücke geben an: 1) den Widerstand, welcher der Bewegung eines Schiffes entgegenwirkt; 2) das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Ruderräder und jener des Schiffes; 3) die Abhängigkeit zwischen der Grösse des Schiffes, der Kraft der Maschinen und der Geschwindigkeit des Schiffes; 4) das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes.

$$1) \quad K = 0.1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}} \right) \left(\frac{2}{3} \frac{L}{T} + 2 \frac{L}{B} \right) \\ k = 125$$

- 2) der Widerstand in Klg., welcher der Bewegung eines gutgeformten Schiffes entgegenwirkt:

$$K \propto U^2$$

- 3) Das Verhältniss zwischen der Umfangsgeschwindigkeit der Räder und der Geschwindigkeit des Schiffes:

$$\frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{K \cdot O}{k \cdot O}}$$

- 4) Die Nominal-Pferdekraft der Maschinen:

$$N = \frac{K}{75} \cdot O \cdot U^2 \left(\frac{V}{U} \right)$$

- 5) Die Nominal-Pferdekraft der Maschinen für jeden Quadratmeter des eingetauchten Rechteckes O:

$$\frac{N}{O} = \frac{K}{75} U^2 \left(\frac{V}{U} \right)$$

- 6) Die Nominal-Pferdekraft für jeden Kubikmeter der wirklich verdrängten Flüssigkeit:

$$\frac{N}{\mathfrak{B}_1} = \frac{1}{75} \left(\frac{K}{L} \right) \left(\frac{\mathfrak{B}}{\mathfrak{B}_1} \right) \left(\frac{V}{U} \right) U^2$$

- 7) Das eingetauchte Rechteck des Schiffes:

$$O = \frac{75 N}{K U^2 \left(\frac{V}{U} \right)}$$

- 8) Die Geschwindigkeit des Schiffes:

$$U = \sqrt[3]{\frac{75 N}{K O \left(\frac{V}{U} \right)}}$$

- 9) Das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes der Maschine:

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi} \frac{V}{v}$$

Tabelle über die Werthe von

$$\alpha = 0.1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}} \right)$$

N	α	N	α	N	α	N	α
10	0.193	130	0.146	250	0.122	370	0.111
20	0.188	140	0.143	260	0.121	380	0.110
30	0.183	150	0.141	270	0.120	390	0.109
40	0.178	160	0.138	280	0.119	400	0.109
50	0.174	170	0.136	290	0.118	410	0.108
60	0.170	180	0.134	300	0.117	420	0.108
70	0.166	190	0.132	310	0.115	430	0.107
80	0.162	200	0.130	320	0.114	440	0.107
90	0.159	210	0.128	330	0.113	450	0.106
100	0.155	220	0.127	340	0.112	460	0.106
110	0.152	230	0.125	350	0.112	470	0.106
120	0.149	240	0.124	360	0.111	480	0.105

341.

Form der Schiffe.

Es haben bis jetzt alle Versuche gescheitert, die Form der Schiffe aus wissenschaftlichen Prinzipien herzuleiten, und es ist auch gar keine Wahrscheinlichkeit vorhanden, dass diese Aufgabe auf theoretischem Wege gelöst werden wird. Durch die zahllosen im Schiffbau gemachten Erfahrungen ist man aber allmählig auf Formen gekommen, die nur noch einen sehr geringen (grösstentheils von der Reibung herrührenden) Widerstand verursachen, und die sowohl eine genügende Stabilität, als auch eine zweckmässige Räumlichkeiten gewähren. Diese Formen sind als Erfahrungsergebnisse anzusehen, die sowohl für die Beurtheilung der bestehenden, als

auch für den Entwurf der neu zu erbauenden Schiffe eine sichere Grundlage bilden. Es ist aber nicht gerade nothwendig, die zu erbauenden Schiffe congruent oder geometrisch ähnlich mit den bereits bestehenden Schiffen zu machen, sondern man kann durch ein gewisses Verfahren aus einer von den bestehenden guten Schiffen sehr viele andere ebenfalls gute Formen herausgestalten. Dieses Verfahren gründet sich auf die Voraussetzung, dass durch gleichförmige Ausdehnung oder Zusammenziehung eines gut geformten Schiffes nach seiner Länge oder nach seiner Breite oder endlich nach seiner Höhe wiederum eine gute Form entsteht.

Hierauf gründen sich die nachfolgenden Tabellen, vermittelt welchen man mit Leichtigkeit in jedem besonderen Falle die geeigneten Schiffen darstellen kann. Die Zahlenwerthe jeder einzelnen Tabelle sind einer bestimmten guten Schiffenform entnommen; sie drücken aber keine absoluten Grössen aus, sondern sind nur Verhältnisszahlen, durch welche, unabhängig von der Länge, Breite, Höhe des Schiffes, das Charakteristische seiner Form ausgedrückt wird. Diese Zahlenwerthe sind auf folgende Art erhalten worden.

Man denke sich die Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln in 20 gleiche Theile getheilt und durch diese Theilungspunkte Querschnittsebenen gelegt; denke sich ferner die der normalen Belastung entsprechende Tauchung in 6 gleiche Theile getheilt, und durch die Theilungspunkte horizontale Ebenen gelegt, denke sich endlich durch die Kiellinie eine vertikale Ebene geführt, welche das Schiff in zwei Hälften theilt. Die horizontalen Ebenen und die vertikalen Querebenen schneiden die Schiffenform nach gewissen Linien, von denen die ersteren „Wasserlinien“ die letzteren „Spanten“ genannt werden. Die Wasserlinien und Spanten durchschneiden sich in gewissen Punkten. Die ganze Breite des Schiffes = 2000 gesetzt, sind die in den Tabellen enthaltenen Zahlen die Abstände jener Punkte, von der durch den Kiel gelegten Vertikalebene.

In der ersten Vertikalcolumnne sind die aufeinander folgenden Querschnitte nummerirt. Die Numeration beginnt (mit 0) am hinteren Ende des Kiels und endiget (mit 20) am vorderen Ende des Schiffes. Die mit I. II. III. überschriebenen Vertikalcolumnnen geben die Ordinaten der von unten nach aufwärts gezählten Wasserlinien. Die horizontalen Zahlenreihen geben die den einzelnen Spanten entsprechenden Ordinaten. Die mit „Verdeck“ überschriebene Vertikalcolumnne enthält die Ordinaten für das Verdeck.

Diese Tabellen in Verbindung mit den Nummer 337 angegebenen Verhältnisszahlen liefern in jedem besonderen Falle die dem Zwecke entsprechende Schiffsform, und man verfährt bei dem Entwurf auf folgende Weise.

Man bestimmt zuerst die 4 Hauptdimensionen, nämlich: Länge, Breite, Höhe und Tauchung des Schiffes. Eine oder zwei dieser Dimensionen werden in der Regel durch den Zweck, welchem das Schiff dienen soll, vorgeschrieben, die übrigen können nach den Verhältnissen genommen werden, welche in Nummer 337 aufgestellt wurden. Ist dies geschehen, so entscheidet man sich für die Charakteristik der Schiffsform. Die folgenden Bemerkungen können hierbei als Richtschnur dienen.

Ein Flussboot, dessen Tauchung weniger als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen soll, muss einen flachen Boden erhalten und die Zuspitzungen des Vorder- und des Hintertheiles dürfen nicht zu scharf sein.

Ein Flussboot, dessen Tauchung $\frac{1}{5}$ oder mehr als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen darf, muss zwar auch einen flachen Boden erhalten, die Zuspitzungen des Vorder- und Hinterschiffes dürfen aber ziemlich scharf sein.

Landseeschiffe dürfen einen etwas auf Kiel geformten Boden erhalten, und die Zuspitzungen dürfen mehr oder weniger scharf sein.

Schiffe, welche bestimmt sind, Meeresküsten zu befahren und in die Flussmündungen einzulaufen, werden im Allgemeinen wie Meerschiffe geformt, nur erhalten sie einen flachen Boden.

Hat man sich für eine bestimmte Charakteristik entschieden, so kann man die Verzeichnung des Schiffes vornehmen, wobei am bequemsten ein Maassstab dient, welcher 10tel, 100stel und 1000stel der halben Schiffsbreite gibt.

342.

Neuere Schiffsverhältnisse.

In neuerer Zeit werden die Schiffe im Verhältniss zur Breite bedeutend länger gemacht als die Regeln Nr. 337 angeben. Ich habe es jedoch vorgezogen, die früher üblich gewesenen Verhältnisse beizubehalten, weil diese übermässig langen Schiffe grosse Widerstände verursachen, eine geringe Stabilität gewähren, geringe Festigkeit besitzen und sowohl am Vorderschiff wie am Hinterschiff Räumlichkeiten darbieten, die für die Benutzung nicht zweckmässig sind.

343.

Fluss-Schiff.

Rainbow.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix A and B.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Ver-deck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Ver-deck.
0	20	20	20	20	20	20	700	10	770	860	930	950	980	990	1000
1	75	110	150	200	260	336	750	11	745	850	900	940	960	980	1000
2	165	250	325	385	455	520	810	12	710	810	860	910	940	960	1000
3	280	400	480	530	590	640	860	13	640	750	810	845	870	900	1000
4	400	530	610	665	710	750	900	14	545	665	730	760	800	830	960
5	515	640	700	750	790	830	930	15	440	550	620	660	700	735	890
6	610	710	770	820	860	890	960	16	320	460	530	570	610	645	820
7	680	770	830	880	910	930	980	17	200	300	350	390	430	460	670
8	730	820	880	910	945	960	990	18	90	160	210	230	260	290	500
9	760	860	910	940	970	990	1000	19	30	35	55	70	80	90	270
10	770	860	930	950	980	990	1000	20	—	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontal-Schnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt

2.

3.

4.

5.

6.

0·471

0·477

0·582

0·621

0·656

0·688

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit

$\left(\frac{x}{W}\right)$

$\left(\frac{y}{W}\right)$

=

=

0·488 L

0·600 T

Volumen des verdrängten Wassers

=

0·525 B L T

Bedingung der Stabilität

$e < 0·0769 \left(\frac{B}{T}\right) B$





344

Fluss-Schiff.

Diamond.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	Verdeck	x	I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontal-
schnitten und dem Rechteck B L

$$\left\{ \begin{array}{ll} 1. \text{ Schnitt} & 0.452 \\ 2. & 0.556 \\ 3. & 0.633 \end{array} \right.$$

Coordinten des Schwerpunktes der
verdrängten Flüssigkeit

$$\left\{ \begin{array}{ll} \left(\frac{x}{W} \right) & = 0.485 L \\ \left(\frac{y}{W} \right) & = 0.602 T \end{array} \right.$$

Bedingung der Stabilität $e < 0.0802 \left(\frac{B}{T} \right) B$

Volumen des verdrängten Wassers $= 0.441 B L T$

345.

Fluss-Schiff.

Spewich and London.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.
0	15	15	65	215	510	710	10	750	910	970	1000	1000	1000
1	60	140	320	600	765	780	11	725	890	960	1000	1000	1000
2	130	300	534	740	840	840	12	670	840	920	975	975	975
3	245	490	680	830	890	890	13	590	670	780	850	920	930
4	370	640	790	890	930	930	14	490	670	770	850	890	890
5	525	760	880	940	950	950	15	380	550	660	740	790	800
6	650	850	940	960	970	980	16	280	440	540	600	670	690
7	730	900	970	990	1000	1000	17	190	310	400	470	530	550
8	750	920	970	990	1000	1000	18	110	190	260	310	360	390
9	760	910	970	1000	1000	1000	19	35	80	120	155	185	200
10	750	910	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Diese Tabellenwerthe bestimmen die Form des ganzen Schiffes. Es ist nämlich das Schiff durch fünf horizontale Ebenen geschnitten, die um $\frac{1}{5}$ H von einander abstehen. Der fünfte Schnitt geht demnach durch die mittlere Höhe des Schiffes. Die normale Tauchung reicht bis an den zweiten Schnitt.



346.

*Fluss-Schiff.**Stb-Homer.*

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.
0	40	40	40	40	40	800	10	840	920	970	1000	1000	1000
1	50	78	135	215	310	870	11	830	910	960	990	1000	1000
2	110	160	280	410	540	910	12	780	870	940	980	1000	1000
3	178	300	440	600	700	940	13	680	800	870	935	970	990
4	310	480	600	740	830	980	14	550	700	780	850	920	970
5	470	630	750	850	900	1000	15	400	550	660	740	810	930
6	630	760	850	930	960	1000	16	260	400	510	610	680	860
7	740	840	920	970	980	1000	17	140	260	360	460	520	750
8	800	900	950	980	1000	1000	18	66	137	220	300	360	590
9	830	920	970	1000	1000	1000	19	40	50	80	120	150	340
10	840	920	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontal-
schnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt	0.409
2. "	0.537
3. "	0.616
4. "	0.688
5. "	0.733

Coordinationen des Schwerpunktes der
verdrängten Flüssigkeit

$\left(\frac{x}{W}\right)$	=	0.497 L
$\left(\frac{y}{W}\right)$	=	0.594 T

Bedingung der Stabilität $e < 0.09007 \left(\frac{B}{T}\right) B$

Volumen des verdrängten Wassers = 0.523 B L T



347.

Landess-Schiff

mit ziemlich scharfen Formen, der Boden nach der Kiellinie hin geneigt

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	IV.	x	I.	II.	III.	IV.
0	15	15	15	15	10	710	896	963	985
1	50	115	125	205	11	670	863	935	963
2	105	185	285	405	12	595	798	877	912
3	180	315	445	590	13	495	700	790	841
4	294	460	600	732	14	398	584	688	741
5	422	605	735	840	15	285	445	548	621
6	545	732	835	905	16	180	303	400	471
7	633	816	905	950	17	100	190	262	321
8	700	880	952	978	18	42	94	135	180
9	715	900	965	990	19	15	30	40	60
10	710	896	963	985	20	—	—	—	15

Verhältnisse zwischen den Horizontal-

schnitten und dem Rechteck B L

{

1. Schnitt 0.357

2. " 0.494

3. " 0.580

4. " 0.637

Coordinates des Schwerpunktes der

verdrängten Flüssigkeit

{

(x/W) = 0.475 L

(y/W) = 0.604 T

Bedingung der Stabilität

e < 0.0846 (B/T)

• Volumen des verdrängten Wassers

= 0.434 B L T



347.

Landsee-Schiff

mit ziemlich scharfen Formen , der Boden nach der Kiellinie hin geneigt.

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	IV.	x	I.	II.	III.	IV.
0	15	15	15	15	10	710	896	963	985
1	50	80	125	205	11	670	863	935	968
2	105	185	285	405	12	595	798	877	915
3	180	315	445	590	13	495	700	790	845
4	294	460	600	732	14	398	584	688	750
5	422	605	735	840	15	285	445	548	620
6	545	732	885	905	16	180	303	400	470
7	633	816	905	950	17	100	190	262	320
8	700	880	952	978	18	42	94	135	180
9	715	900	965	990	19	15	30	40	60
10	710	896	963	985	20	—	—	—	15

Verhältnisse zwischen den Horizontal-

schnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt

2. „

3. „

4. „

0.357

0.494

0.580

0.637

Coordinates des Schwerpunktes der

verdrängten Flüssigkeit

$\frac{x}{W}$

$\frac{y}{W}$

=

0.475 L

=

0.604 T

Bedingung der Stabilität e

<

0.0846 $\left(\frac{B}{T}\right)^B$

Volumen des verdrängten Wassers

=

0.434 B L T

350.

Meer-Schiff.

Berenice.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.
0	—	—	—	—	—	—	10	820	930	970	990	1000	1000
1	67	110	165	220	325	480	11	810	925	965	990	1000	1000
2	145	250	350	450	570	695	12	790	920	950	980	1000	1000
3	245	410	540	635	730	810	13	730	875	920	950	980	990
4	360	555	680	765	815	880	14	640	790	860	900	930	960
5	478	690	790	840	875	920	15	515	670	760	820	860	910
6	520	780	855	895	920	950	16	380	530	610	690	750	810
7	685	835	895	930	950	970	17	230	350	430	510	570	645
8	750	870	930	960	970	985	18	90	150	210	275	330	400
9	795	905	955	980	995	1000	19	—	—	—	—	—	45
10	820	920	970	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	—

Verhältnisse zwischen den Horizontal-Schnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt

2. "

3. "

4. "

5. "

6. "

0·456

0·576

0·641

0·689

0·728

0·772

Volumen des verdrängten Wassers

=

0·579 B L T

Coordinationen des Schwerpunktes des verdrängten Wassers

$\left(\frac{x}{W}\right)$

$\left(\frac{y}{W}\right)$

=

0·577 L

=

0·579 T

Bedingung der Stabilität e

<

0·0907 $\left(\frac{B}{T}\right) B$

Redtenbacher, Result. f. d. Maschinenb. 4te Aufl.

20

351.

*Meer-Schiff.**Cyclops.*

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	680	10	575	835	940	980	1000	1000
1	20	65	120	210	355	765	11	570	835	935	980	1000	1000
2	80	164	300	460	635	845	12	545	820	930	980	1000	1000
3	150	300	482	660	770	920	13	505	790	910	964	1000	1030
4	230	430	635	770	850	985	14	450	730	870	935	980	1132
5	320	560	740	850	910	1045	15	375	645	810	880	932	1135
6	400	665	820	900	950	1090	16	300	532	710	790	860	1080
7	465	735	865	930	970	1130	17	210	395	555	660	735	980
8	515	785	900	955	990	1150	18	120	240	360	460	550	820
9	555	810	924	965	1000	1120	19	30	90	140	200	273	530
10	575	835	940	980	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse der Flächeninhalte der Horizontal-schnitte zum Rechteck B L

{ 1. Schnitt 0.321
 2. " 0.522
 3. " 0.648
 4. " 0.727
 5. " 0.788

Volumen des verdrängten Wassers . . . B = 0.522 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers
 { $\left(\frac{x}{W}\right) = 0.507 L$
 $\left(\frac{y}{W}\right) = 0.613 T$

Bedingung der Stabilität e < 0.102 $\left(\frac{B}{T}\right) B$

352.

*Meer-Schiff.**Colphis.*

(Tredgold on the Steam-Engine, Enlarged Edition.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	33	33	33	33	33	33	730	10	780	860	930	960	990	1000	1240
1	33	70	120	180	253	370	930	11	780	860	930	960	990	1000	1240
2	70	160	254	360	470	595	1000	12	770	860	920	960	990	1000	1000
3	152	260	415	528	650	740	1090	13	720	810	890	940	980	990	1000
4	240	410	550	660	760	840	1125	14	630	740	820	890	930	970	1000
5	375	550	680	770	850	910	1180	15	510	640	730	800	860	900	990
6	520	680	790	850	920	950	1190	16	380	500	580	680	750	800	940
7	620	770	840	900	950	980	1215	17	225	320	430	510	580	650	880
8	720	820	900	940	965	990	1230	18	70	145	250	320	400	450	730
9	770	850	920	960	990	1000	1240	19	33	33	50	85	150	180	470
10	780	860	930	960	990	1000	1240	20	—	—	—	—	—	—	33

Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontal-Schnitte und dem Rechteck B L	1. Schnitt	0.419
	2. "	0.518
	3. "	0.600
	4. "	0.714
	5. "	0.722
	6. "	0.767

Coordinationen des Schwerpunktes des verdrängten Wassers	$\left(\frac{x}{W} \right)$	= 0.491 L
	$\left(\frac{y}{W} \right)$	= 0.589 T

Volumen des verdrängten Wassers = 0.559 B L T

Bedingung der Stabilität $e < 0.0915 \left(\frac{B}{T} \right) B$

353.

Mile-Stream-Ship.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.
0	30	35	40	54	90	200	10	680	870	930	960	990	1000
1	50	90	150	280	440	665	11	670	860	930	960	990	1000
2	100	210	360	560	730	840	12	670	850	930	960	990	1000
3	160	370	570	730	840	910	13	670	850	930	960	990	1000
4	240	550	720	840	910	950	14	650	840	920	950	990	1000
5	360	690	810	900	950	990	15	590	790	890	940	970	980
6	470	770	870	930	970	995	16	460	690	810	880	910	940
7	575	820	900	940	980	1000	17	290	495	640	730	780	810
8	660	850	920	945	980	1000	18	70	220	340	440	510	560
9	660	870	920	950	980	1000	19	—	—	—	—	80	150
10	680	870	930	960	990	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse der Horizontalschnitte zu dem Rechteck B L	1. Schnitt	0.402
	2. "	0.586
	3. "	0.679
	4. "	0.746
	5. "	0.803
	6. "	0.849

Volumen des verdrängten Wassers = 0.606 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers $\left\{ \begin{aligned} \left(\frac{x}{W}\right) &= 0.494 L \\ \left(\frac{y}{W}\right) &= 0.595 T \end{aligned} \right.$

Bedingung der Stabilität e < 0.1027 $\left(\frac{B}{T}\right)B$



354.

*Meer- und Fluss-Schiff.**Firebrand.*

(Tredgold on the Steam-Engine, Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Ver-deck.
0	20	20	20	20	20	770	10	410	850	990	1000	1000	1000
1	55	80	150	275	480	920	11	400	870	980	1000	1000	1000
2	70	140	320	510	730	950	12	390	860	980	1000	1000	1000
3	100	240	470	700	880	990	13	360	810	960	990	1000	1000
4	140	360	620	830	940	1000	14	300	730	930	980	990	1000
5	180	470	760	910	990	1000	15	230	630	840	920	970	1000
6	230	600	850	980	1000	1000	16	160	470	670	800	880	990
7	300	700	900	990	1000	1000	17	100	280	470	610	710	960
8	350	790	950	1000	1000	1000	18	50	125	230	350	440	860
9	390	820	980	1000	1000	1000	19	—	—	—	70	120	620
10	410	850	990	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Verhältniss der Horizontalschnitte zum Rechteck B L

$$\left\{ \begin{array}{l} 1. \text{ Schnitt } 0.211 \\ 2. \quad \quad 0.492 \\ 3. \quad \quad 0.653 \\ 4. \quad \quad 0.746 \\ 5. \quad \quad 0.807 \end{array} \right.$$

Volumen des verdrängten Wassers = 0.480 B L T

Coordinationen des Schwerpunktes des verdrängten Wassers

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{x}{W} \right) = 0.515 L \\ \left(\frac{y}{W} \right) = 0.664 T \end{array} \right.$$

Bedingung der Stabilität e < 0.121 $\left(\frac{B}{T} \right)$ B

355.

Verzeichnung der Schiffsformen mittelst der Quadranten-Methode.
Tafel XXXVIII.

Alle Methoden, welche bisher zur Verzeichnung der Schiffsformen ersonnen, und nach welchen die Schiffsrisse wirklich gemacht werden, beruhen auf gewissen graphischen Interpolationen oder Senteneintheilungen. Eine der besseren dieser Methoden ist die folgende sogenannte Quadranten-Methode. Nach diesem Verfahren verzeichnet man zuerst mit Benutzung einer Modellzeichnung eines Schiffes oder mittelst der Tabellenwerthe No. 343 bis 354

- a) den Längenschnitt des Schiffes (Fig. 1) und theilt die Länge vom Hinterstern bis zur Spitze des Vordersterns in 20 gleiche Theile;
- b) den Grundriss des Verdecks (Fig. 3);
- c) den Hauptspant No. 10 des Schiffes Fig. 2;
- d) die Spanten, welche den Theilungspunkten 0, 1, 5 des Hinterschiffes, und die Spanten, welche den Theilungspunkten 15 und 19 des Vorderschiffes entsprechen.

Nach diesen Vorbereitungen ergeben sich die übrigen Spanten durch folgendes Verfahren:

Man theilt die 1te, 10te und 19te Spante (Fig. 2) in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Punkte beträgt, die von jeder Spante bestimmt werden sollen (in der Zeichnung sind 10 Theile angenommen) und verbindet die correspondirenden Punkte wie a und b, a₁ und b₁, durch gerade Linien, so sind dies die Sente.

Um nun die Punkte zu finden, in welchen die Sente a b von den Spanten geschnitten wird, verzeichne man einen Quadranten (Fig. 4) und theile denselben in 10 gleiche Winkel, nehme hierauf die Länge a b (Fig. 2) und trage sie nach $\alpha\beta$ (Fig. 4) auf, nehme ferner die Länge a c (Fig. 2), die dem Punkt entspricht, in welchem die Seite a b von der 5ten Spante geschnitten wird, und suche in Fig. 4 in dem Radius No. 5 den Punkt γ , dessen Entfernung von der Linie α 1 gleich a c ist.

Verzeichnet man nun einen Kreisbogen $\beta\gamma\delta$, dessen Mittelpunkt o in der abwärts verlängerten Richtung von $\beta\alpha$ liegt, und der durch die Punkte β und γ geht, so scheidet derselbe die Radien, durch welche man den Quadranten (Fig. 4) getheilt hat, in einer Folge von Punkten, und wenn man die zu $\gamma\epsilon$ parallelen Ordinaten dieser Durchschnittspunkte auf die Sente a b (Fig. 2) von a an aufträgt, so erhält man die Punkte, in welchen diese Sente a b von sämtlichen Spanten geschnitten wird.

Wiederholt man die gleiche Construction mit jeder der übrigen Senten des Hinterschiffes und auch in Fig. 5 mit jeder Sente des Vorderschiffes, so ergeben sich die Punkte, in welchen sämtliche Senten von sämtlichen Spanten geschnitten werden, und wenn man endlich die Punkte, welche jeder Spante entsprechen, vermittelt einer elastischen Feder durch eine stetige Linie verbindet, so erhält man den vollständigen Spantenriss.

Ist einmal der Spantenriss verzeichnet, so unterliegt es keiner Schwierigkeit, im Grundriss des Schiffes eine beliebige Anzahl von Horizontalschnitten darzustellen, oder überhaupt ein beliebiges System von Schnittlinien zu verzeichnen.

356.

Regeln zur Berechnung.

a) Des Volumens der verdrängten Flüssigkeit. b) Des Schwerpunktes derselben. c) Des Ortes, nach welchem der Schwerpunkt der Maschinen fallen muss, damit das Schiff überall gleich tief taucht. d) Der Stabilität des Schiffes.

1) Berechnung des Flächeninhaltes eines Horizontalschnittes.

Nennt man:

$y_0, y_1, y_2 \dots y_{20}$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Horizontalschnitt entsprechen;

F den Flächeninhalt desselben;

$\frac{F}{BL} = f$ das Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt F und jenem des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes;
so ist:

$$f = \frac{F}{BL} = \frac{1}{20000} \left[\frac{1}{2} (y_0 + y_{20}) + y_1 + y_2 + \dots + y_{19} \right]$$

2) Volumen der verdrängten Flüssigkeit bei gegebener Tauchung.

Nennt man:

n die Anzahl der Horizontalschnitte, welche durch den eingetauchten Theil gelegt sind;

$f_1, f_2 \dots f_n$ die nach Regel (1) berechneten Verhältnisse zwischen dem Flächeninhalt der Horizontalschnitte und dem Flächeninhalt des Rechteckes BL ;

V das Volumen der verdrängten Flüssigkeit, so ist:

$$\frac{B}{L B T} = \frac{1}{n} \left(f_1 + f_2 + \dots + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n \right)$$

3) Höhe des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit über der Kiellinie.

Bezeichnet man diese Höhe mit $\left(\frac{y}{W}\right)$ und behält die vorigen Bezeichnungen bei, so ist:

$$\frac{\left(\frac{y}{W}\right)}{T} = \frac{1}{4n} \frac{\frac{1}{3} f_1 + (2n-1) f_2 + 4 f_3 + 8 f_4 + 12 f_5 + \dots + 4(n-1) f_{n-1}}{f_1 + f_2 + \dots + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n}$$

4) Flächeninhalt eines Querschnittes der verdrängten Flüssigkeit.

Nennt man:

$z_1, z_2, z_3, \dots, z_n$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Querschnitt entsprechen;

q das Verhältniss zwischen dem zu berechnenden Flächeninhalt und dem Rechteck $B T$,
so ist:

$$q = \frac{1}{2000} \frac{1}{n} \left[z_n + 2(z_1 + z_2 + \dots + z_{n-1}) \right]$$

5) Horizontalabstand des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit von dem hintern Endpunkt des Kiels.

Es sei:

$\left(\frac{x}{W}\right)$ der zu berechnende Horizontalabstand;

$q_0, q_1, q_2, \dots, q_n$, die nach Regel 4 berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten sämtlicher Querschnitte und dem Rechteck $B T$, so ist:

$$\frac{\left(\frac{x}{W}\right)}{L} = \frac{1}{1600} \frac{B L T}{B} \left(q_0 + 4 q_1 + 8 q_2 + 12 q_3 + \dots + 76 q_n \right)$$

6) Schwerpunkt des Schiffes mit Ausrüstung, aber ohne Maschine und ohne Kessel.

Das Gewicht des Baues und die Coordinaten des Schwerpunktes können nur allein, nachdem der Entwurf beendet ist, nach den gewöhnlichen allgemeinen Regeln berechnet werden.



Es seien $\begin{pmatrix} x \\ S \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y \\ S \end{pmatrix}$ die so berechneten Coordinaten in Bezug auf den hinteren Endpunkt des Kieles.

7) Bedingung der Stabilität des Schiffes.

Nennt man:

- Σy^3 die Summe der dritten Potenzen der Tabellenwerthe, welche der Schwimmfläche entsprechen;
 e die Höhe des Schwerpunktes des ganzen Baues mit Einschluss der Maschinen über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit;
 so ist die Bedingung der Stabilität:

$$\frac{L B^3 \Sigma y^3}{240\,000\,000\,000} > e \, \mathfrak{B}$$

Auch ist:

$$\frac{L B^3 \Sigma y^3}{240\,000\,000\,000} \frac{1}{\mathfrak{B}}$$

die Höhe des Metacentrums über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit.

- 8) Der Ort, nach welchem die Maschinen mit Kessel gestellt werden müssen, damit das Schiff überall gleich tief taucht.

Nennt man:

- S das Gewicht des Schiffes sammt Ausrüstung, jedoch ohne Maschinen und ohne Kessel;
 $\begin{pmatrix} x \\ S \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y \\ S \end{pmatrix}$ die Coordinaten des Schwerpunktes von S ;
 M das Gewicht der Maschinen sammt Kessel;
 $\begin{pmatrix} x \\ M \end{pmatrix}$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes von M von dem hinteren Endpunkt des Kieles;
 W und $\begin{pmatrix} x \\ W \end{pmatrix}$ das Gewicht der verdrängten Flüssigkeit und den Horizontalabstand ihres Schwerpunktes von dem hintern Endpunkt des Kiels, so ist:

$$\begin{pmatrix} x \\ M \end{pmatrix} = \frac{W \begin{pmatrix} x \\ W \end{pmatrix} - S \begin{pmatrix} x \\ S \end{pmatrix}}{M}$$

Die Schraube als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 5 und 6.

Die folgenden Resultate sind das Ergebnis einer theoretischen Untersuchung und bedürfen noch der Bestätigung oder wahrscheinlich einer Berichtigung durch die Erfahrung.

Bezeichnet man mit:

- R den äusseren Halbmesser des Schraubenrades;
 α den Winkel, welchen die Schraubenlinie am äusseren Umfang des Rades mit einer auf dessen Axe senkrecht gelegten Ebene bildet;
 $o = R^2 \pi$ den Flächeninhalt der Projektion des Schraubenrades auf eine die Axe des Rades senkrecht durchschneidende Ebene;
 $k = 102$ einen Coefficienten zur Bestimmung des Druckes der Schraube gegen das Wasser;
 n die Anzahl der Umdrehungen der Schraube per 1 Minute;
 N die Pferdekraft der das Schraubenrad treibenden Maschinen;
 $O = B T$ das Produkt aus der Breite des Schiffes in die Tauchung;
 U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser;
 B, L, T , Breite, Länge und Tauchung des Schiffes;

$K = 0.1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}} \right) \left(\frac{2}{3} \frac{L}{T} + 2 \frac{L}{B} \right)$ einen Coefficienten zur Bestimmung des Schiffswiderstandes;

$\eta(\alpha) = 1 + 2 \tan^2 \alpha \log_{\text{nat}}(\sin \alpha)$ eine Funktion des Winkels α , die zur Berechnung der Wirkung der Schraube dient. Annähernd ist auch:

$$\eta(\alpha) = 1 - 0.0154 \alpha^2$$

und man findet:

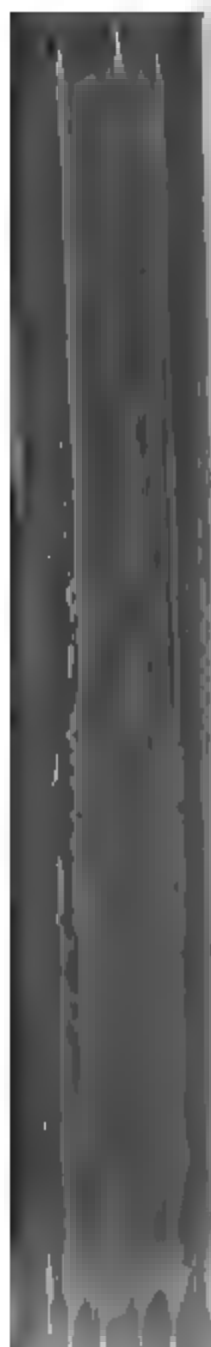
für α	=	25°	30°	35°	40°
$(\eta) \alpha$	=	0.615	0.538	0.461	0.384

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von N und n folgende Ausdrücke:

$$N = \frac{K O U^3}{75} \left(1 + \sqrt{\frac{K O}{k o} \frac{1}{\eta(\alpha)}} \right)$$

$$n = \frac{60}{2\pi} U \frac{1 + \sqrt{\frac{K O}{k o} \frac{1}{\eta(\alpha)}}}{R \tan \alpha}$$





Die Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung einer Schraube wären

$$o = \infty \quad n = \infty \quad \alpha = 0$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen können nur bei tiefgehenden Meer-schiffen erzielt werden. Für Meerschiffe ist zu setzen:

$$\begin{aligned} K &= 4 & k &= 102 & \alpha &= 25^\circ & \varphi(\alpha) &= 0.615 \\ R &= 0.5 T = 0.2 B & o &= 0.126 B^2 & O &= B T = 0.4 B^2 \end{aligned}$$

und dann findet man:

$$\begin{aligned} N &= 0.077 O U^3 \\ n &= 148 \frac{U}{B} \end{aligned}$$

Dieser Werth von N stimmt beinahe mit jenem überein, der für Schaufelräder gilt. Die Schraube verspricht also keine bessere Wirkung als die Schaufelräder.

358.

Die Turbine als Treibapparat.
Taf. XXXVII, Fig. 7 und 8.

Die nachfolgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung, und bedürfen wahrscheinlich einer Berichtigung.

Es sei Taf. XXXVII, Fig. 7 und 8:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &\text{ der äussere} \\ R_2 &\text{ der innere} \\ R &= \frac{R_1 + R_2}{2} \text{ der mittlere} \end{aligned} \right\} \text{ Halbmesser der Turbine;}$$

$(R_1^2 - R_2^2) \pi = o$ der Flächeninhalt des Turbinenrads;

β der Winkel, unter welchem die Radflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebenen des Rades durchschneiden, an welchen das Wasser in das Rad eintritt;

γ der Winkel, unter welchem die Radflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebene des Rades durchschneiden, an welcher das Wasser aus dem Rad tritt;

B, L, T , Breite, Länge, Tauchung des Schiffs;

$BT = O$ Produkt aus der Breite des Schiffs in die Tauchung;

$K = 0.1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}} \right) \left(\frac{2}{3} \frac{L}{T} + 2 \frac{L}{B} \right)$ Coefficient zur Bestimmung des Schiffswiderstandes;

$k = \frac{1000}{g} = 102$ Coefficient zur Bestimmung des Druckes der Radflächen gegen das Wasser;

U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser;

n Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute;

N die Pferdekraft der Maschinen, welche die Turbine umtreiben.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung der Grössen β , n , N folgende Gleichungen:

$$\sin \beta = \frac{\sin \gamma}{1 + \frac{K O}{k o}}$$

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{U}{R \tan \beta}$$

$$N = \frac{K O U^3 \tan \frac{1}{2} (\beta + \gamma)}{75 \tan \beta}$$

Die Bedingungen der bestmöglichen Wirkung der Turbine waren:

$$\beta = \gamma = 0 \quad o = \infty \quad n = \infty$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen des Apparats sind nur bei tief tauchenden Meerschiffen zu erwarten. Für solche Schiffe ist zu setzen.

$$K = 4 \quad R_1 = \frac{1}{2} T = 0.2 B \quad o = 0.0943 B^3$$

$$k = 102 \quad R_2 = \frac{1}{2} R_1 = 0.1 B \quad O = 0.4 B^3$$

$$R = \frac{1}{2} (R_1 + R_2) = 0.15 B$$

Nimmt man $\gamma = 45^\circ$, so folgt aus obiger Gleichung:

$$\beta = 38^\circ \quad n = 82 \frac{U}{B} \quad N = 0.06 O U^3$$

Diese Turbine verspricht also auch kein besseres Resultat als die Schraube.



359.

Schwingende Bewegungen eines Schiffes.

a) Vertical-Oscillationen des Schwerpunktes.

Nennt man:

f B L den Flächeninhalt der Schwimmfläche;

 α B L T das Volumen der verdrängten Flüssigkeit; $g = 9.81$; \mathfrak{T} die Zeit einer Vertikal-Oscillation des Schiffes;

so ist:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\alpha}{f} \frac{T}{g}}$$

Schlingern.

b) Oscillation des Schiffes um eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe.

Nennt man:

 μ das Trägheitsmoment der ganzen Schwimmfläche in Bezug auf ihre Längsaxe; λ das Trägheitsmoment des ganzen Baues mit Maschinen, Kessel und Ausrüstung in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe; e die Höhe des Schwerpunktes des Baues über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit; \mathfrak{B} das Volumen der verdrängten Flüssigkeit; \mathfrak{T} die Zeit einer Oscillation;so ist, wenn das Schiff um einen Winkel φ aus seiner Gleichgewichtsposition abgelenkt ist:

$$\varphi (\mu - e \mathfrak{B})$$

das statische Moment (in Tonnen und Metern ausgedrückt) der Kraft, mit welcher es in seine Gleichgewichtsposition zurückzukehren strebt, und

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda}{g (\mu - e \mathfrak{B})}}$$

Die Höhe des Metacentrums über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit ist:

$$\frac{\mu}{\mathfrak{B}}$$

Stampfen.

c) Oscillation um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende auf der Kiellinie senkrechte Axe.

Es sei:

μ , das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf die Queraxe;

λ , das Trägheitsmoment (in Tonnen) des Baues in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe;

e wie oben;

τ die Schwingungszeit;

so ist:

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{\lambda}{g(\mu - e\lambda)}}$$

360.

Regeln für Watt'sche Schiffmaschinen.**Cylinder.**

p Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmeter	= 8330 Kilg.
D Durchmesser eines Dampfcylinders	= $0.11 (1 + \sqrt{x})$
l Länge des Kolbenshubes	= $1.1 D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$\frac{1}{30}$ 0 bis $\frac{1}{20}$
Breite der Dampfkanäle	= $0.36 D$
Höhe der Dampfkanäle	= $0.07 D$
Durchmesser der Kolbenstange	= $0.10 D$

Luftpumpe

Durchmesser der Luftpumpe	= $0.57 D$
Kolbenshub der Luftpumpe	= $\frac{1}{2} l = 0.55 D$
Ventil-Oeffnungen { Höhe	= $0.13 D$
{ Breite	= $0.50 D$
Durchmesser der Kolbenstange	= $0.06 D$

Speispumpen.

Durchmesser einer Pumpe	= $0.11 D$
Kolbenshub	= $\frac{1}{2} l = 0.55 D$



Traversen.

a) Für den Dampfzylinder und für die Triebstange.

Länge der Traverse	= 1.55 D
Durchmesser der Zapfen an der Traverse	= 0.10 D
Höhe der Traverse in der Mitte	= 0.27 D
Dicke der Traverse	= 0.09 D

b) Für die Luftpumpe.

Länge der Traverse	= 1.55 D
Durchmesser der Zapfen	= 0.06 D
Höhe der Traverse (in der Mitte)	= 0.19 D
Dicke der Traverse (in der Mitte)	= 0.06 D
Metalldicke der Hülse	= 0.03 D

Triebstangen.

Länge der Hängstangen	= 2.20 D
Durchmesser in der Mitte	= 0.10 D
Länge der Triebstange	= 2.60 D
Durchmesser in der Mitte	= 0.14 D

Die Balanciers.

Länge eines Balanciers	= 3.141 = 3.50 D
Höhe in der Mitte	= 0.65 D
Dicke der Nerve	= 0.04 D
Durchmesser des Drehungszapfens	= 0.19 D

Die Kurbel.

Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0.14 D
Durchmesser der Kurbelwelle	= 0.22 D
Halbmesser der Kurbel	= 0.55 D

Dimensionen verschiedener Schiffe
und
Kraft ihrer Maschinen.

Benennung des Schiffes.	N	L	B	H	T	O	V	$\frac{L}{B}$	$\frac{N}{O}$
St. Pierre . . .	12	21·0	3·38	1·1	1·3	2·73	3·34	6·2	4·4
Unbekannt . . .	20	24·0	4·16	1·1	1·3	5·41	3·86	5·6	3·7
Estaffette . . .	50	27·7	4·98	1·6	1·82	9·06	4·28	5·6	5·5
Mercurio . . .	80	38·7	6·24	2·38	2·55	16·00	4·28	6·2	5·0
Gulnare . . .	100	34·7	6·94	2·57	2·67	18·53	4·50	5·00	5·4
Phocéén . . .	120	49·4	7·12	2·25	2·50	17·80	5·04	6·90	6·7
Mentor . . .	160	50·1	8·19	3·08	3·33	27·27	4·73	6·12	6·0
Medea . . .	220	52·9	9·66	3·6	3·82	36·90	4·94	5·50	6·0
Vier Schiffe , (1)	70	60	5·00	—	0·70	3·50	4·91	12	20
welche die (2)	120	67	4·10	—	0·70	2·87	5·50	16	42
Saône be- (3)	200	80	4·00	—	0·80	3·20	6·08	20	62
fahren . . (4)	240	80	4·10	—	0·75	3·01	6·17	20	80
Great Western .	450	64	10·8	4·26	5·08	54·86	6·20	6·4	8·2
British Queen .	500	75	12·2	4·26	5·05	61·61	6·16	6·1	8·1
President . . .	540	73	12·5	4·38	5·18	64·75	6·20	6·0	8·3
Leviathan . . .	3100	209	25·3	18	8·5	215	6·1	8·0	14·4



EILFTER ABSCHNITT.

Arbeitsmaschinen und Fabrikation.

Die Ramm-Maschine.

361.

Bezeichnungen.

(Längeneinheit 1 Centimeter, Gewichtseinheit 1 Kilogramm.)

- Q das Gewicht des Rammblockes;
- q das Gewicht des Pfahles;
- h Fallhöhe des Blockes;
- d Durchmesser des Pfahles;
- $a = \frac{d^2 \pi}{4}$ Querschnitt des Pfahles;
- l Länge des Pfahles;
- ϵ Modulus der Elastizität des Holzes, aus welchem der Pfahl besteht;
- s das Vordringen des Pfahles bei einem Schlag;
- γ das Gewicht von einem Kubikcentimeter Holz;
- R das Tragungsvermögen des Pfahles per 1 Quadratcentimeter seines Querschnittes;
- a R das totale Tragungsvermögen des Pfahles oder der totale Widerstand, welchen das Erdreich dem weiteren Vordringen des Pfahles entgegensetzt, wenn derselbe beim letzten Schlag um s eingedrungen ist.

362.

Das Tragungsvermögen eines Pfahles.

Wenn das Einrammen eines Pfahles so lange fortgesetzt wird, bis derselbe beim letzten Schlag um s eindringt, so ist das Tragungsvermögen a R des Pfahles nach diesem Schlag:

$$a R = a \left\{ - \frac{8 \epsilon}{1} + \left(Q + \frac{1}{2} q \right) \frac{1}{a} + \sqrt{\frac{2 \epsilon}{a l} \left[\frac{Q^2}{Q + q} h + (Q + q) s \right] + \left[\frac{8 \epsilon}{1} - \left(Q + \frac{1}{2} q \right) \frac{1}{a} \right]^2} \right\}$$

Ist das Einrammen so lange fortgesetzt worden, bis das Eindringen ganz aufhört, so ist das Tragungsvermögen des Pfahls:

$$a R = \left(Q + \frac{1}{2} q \right) + a \sqrt{\frac{2 \epsilon}{a l} \left(\frac{Q^2}{Q + q} \right) h + \frac{1}{a^2} \left(Q + \frac{1}{2} q \right)^2}$$

363.

Verhältnisse zwischen der Grösse eines Pfahles und dem Gewicht des Blockes.

Wenn ein Pfahl so stark in die Erde getrieben werden soll, dass jeder Quadratcentimeter des Querschnittes eine Last R zu tragen vermag, muss das Einrammen mit einem Block geschehen, dessen Gewicht zu jenem des Pfahles in einem gewissen Verhältniss steht, welches durch folgenden Ausdruck annähernd bestimmt wird; vorausgesetzt, dass beim Einrammen so lang fortgefahren wird, bis der Pfahl nicht mehr weiter eindringt.

$$\frac{Q}{q} = \frac{R^2}{4 \epsilon \gamma h} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{8 \epsilon h q}{a l R^2}} \right)$$

Pochwerke.

364.

Bezeichnungen.

- R Halbmesser des Theilrisses des Daumeurings;
- i Anzahl der Daumen für einen Stempel;
- m Anzahl der Stempel des Pochwerkes;
- n Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle per 1 Minute;
- h Hubhöhe;
- t Ruhezeit des Stempels nach dem Falle;



- v** Geschwindigkeit der Erhebung;
P Gewicht des Stempels;
f Reibungscoefficient für die Reibung der Stempel auf den Daumen;
E Nutzeffekt in Kilogramm-Metern, welcher zum Betrieb des Pochwerkes erforderlich ist.

Resultate der Rechnung.

$$v = \frac{h}{\frac{60}{i n} - \sqrt{\frac{2h}{g}} - t}$$

$$R = \frac{60 v}{2 \pi n}$$

$$n = \frac{60 \left(\frac{1}{i} - \frac{h}{2 R \pi} \right)}{\sqrt{\frac{2h}{g}} + t}$$

$$E = \frac{i m n P}{60} \left(h + \frac{1}{2} f \frac{h^2}{R} + 2 \frac{v^2}{2g} \right)$$

365.

Förderungsmaschine oder Schachtaufzug mit konischem Seilkorb.

(Einheiten : Meter , Kilogramm.)

Nennt man :

- H** die Tiefe des Schachtes, aus welchem gefördert wird;
l die Last in Kilg., welche durchschnittlich in jeder Sekunde gefördert werden soll;
L die Belastung der Tonnen;
T das Gewicht der leeren Tonne;
S das Gewicht des Seiles von der Länge **H**;
c die mittlere Geschwindigkeit der Bewegung der Tonnen in einer Sekunde;
Δ die Pause in Sekunden ausgedrückt, d. h. die Zeit des Stillstandes der Maschine oder die Zeit der Belastung und Entlastung;
Ω den Querschnitt des Seiles in Quadratmetern;
γ das Gewicht von einem Kubikmeter des Materials, aus welchem das Seil besteht. Für ein Hanfseil ist $\gamma = 1500$ für ein Drahtseil $\gamma = 8000$;

- δ den Durchmesser eines Seiles, dessen Querschnitt gleich Ω ist;
 δ_1 den Durchmesser eines aus 36 Drähten bestehenden Drahtseiles, dessen Querschnitt gleich Ω ist;
 R den grösseren $\left\{ \begin{array}{l} \text{Halbmesser des konischen Seilkorbes;} \\ \text{den kleineren} \end{array} \right.$
 r den Winkel, den die Seite des Konus mit seiner Axe bildet.
 In der Regel darf α gleich 18° bis 20° genommen werden;
 n die Anzahl der Umdrehungen des Seilkorbes in einer Minute;
 N , den Nutzeffekt in Pferdekraften, welchen die Betriebsmaschine zu entwickeln hat.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung aller Grössen folgendes Formelsystem:

- 1) Die Pause Δ richtet sich nach der Belastung der Tonnen.
In der Regel darf man $\Delta = 20''$ annehmen.
- 2) Die Geschwindigkeit c der Tonnen kann zu zwei oder zu vier Meter angenommen werden, je nachdem sie frei hängen oder durch Bahnen geleitet werden.
- 3) Ladung einer Tonne $L = l \left(\frac{H}{c} + \Delta \right)$
- 4) Das Gewicht der Tonne gewöhnlich $T = L$
- 5) Querschnitt des Seils $\Omega = \frac{T + L}{\eta - \gamma H}$
 Dabei ist zu setzen: für Hanf $\gamma = 1500$, $\eta = 100000$, für
 Draht $\gamma = 8000$, $\eta = 10000000$.
- 6) Durchmesser des Hanfseils . . . $\delta = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{T + L}{\eta - \gamma H}}$
- 7) Durchmesser des Drahtseils von
 36 Drähten $\delta = 10 \sqrt{\frac{T + L}{\frac{36\pi}{4} (\eta - \gamma H)}}$
- 8) Gewicht des Seiles $S = \Omega H \gamma$
- 9) Verhältniss der Halbmesser des
 Seilkorbes $\frac{R}{r} = \frac{L + 2 T + 2 S}{L + 2 T}$
- 10) Der grosse Halbmesser des Seil-
 korbes $R = \sqrt{\frac{H \delta \sin \alpha}{\pi \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]}}$
- 11) Der kleine Halbmesser des Seil-
 korbes $r = \frac{R}{\left(\frac{R}{r} \right)}$



.

..

- 12) Seite eines Kegels $s = \frac{R - r}{\sin \alpha}$
- 13) Anzahl der Umdrehungen der Axe
des Seilkorbes in einer Minute . $n = \frac{60 c}{\pi (R + r)}$
- 14) Pferdekraft der Betriebsmaschine $N_n = \frac{L c \left(1 + \frac{1}{4}\right)}{75}$

Für eine Förderungseinrichtung mit Bändern und Spulen gelten die gleichen Regeln, nur muss man in diesem Falle $\alpha = 90^\circ$ nehmen und bedeutet in der Formel (10) δ die Dicke des Bandes.

Pumpen.

366.

Wassermenge, welche durch die Pumpe gefördert werden soll.

Diese ist in den meisten Fällen gegeben. Der Bedarf an Trink- und Reinigungswasser für Städte beträgt für jeden Einwohner täglich 30 bis 40 Liter. Im Mittel kann man annehmen, dass 40 Liter genügend sind.

367.

Lieferung.

Wenn eine Pumpe sehr vollkommen ausgeführt ist, liefert dieselbe in einer bestimmten Zeit eben so viel Wasser, als das Volumen beträgt, das die Kolben beschreiben, während das Wasser aus den Cylindern getrieben wird. Bei minder vollkommener, aber doch guter Ausführung ist die Lieferung um 10 Prozent, bei gewöhnlichen Pumpen um 20 Prozent kleiner als das von den Kolben beschriebene wirksame Volumen.

368.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese soll bei sorgfältig ausgeführten Pumpen 0.2^m bis 0.3^m betragen; bei unvollkommener Ausführung 0.25^m bis 0.35^m.

369.

Anzahl der Pumpencylinder.

Wenn die zu hebende Wassermenge nicht mehr als ungefähr 0.1 Kubikmeter beträgt, ist es für grössere Pumpenwerke, die nicht durch Menschenkraft bewegt werden, am zweckmässigsten, einen oder zwei Pumpencylinder anzuwenden. Für Bergwerkspumpen wird gewöhnlich ein einfach wirkender Cylinder gebraucht. Für Fabrikpumpen, so wie auch für Pumpen, die Trink- oder Reinigungswasser für Städte zu liefern haben, nimmt man in der Regel zwei einfach wirkende Cylinder.

370.

Durchmesser des Cylinders.

Nennt man:

q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1" gefördert werden soll;

v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens;

D den Durchmesser eines Cylinders, so ist:

a) wenn die Wassermenge q durch einen doppelt wirkenden oder durch zwei einfach wirkende Cylinder gefördert werden soll:

$$D = \sqrt[m]{\frac{4q}{\pi v}}$$

b) wenn das Wasser durch einen einfach wirkenden Cylinder r gefördert werden soll:

$$D = 1.41 \sqrt[m]{\frac{4q}{\pi v}}$$

wobei zu setzen ist:

für sehr vollkommene Pumpen . $m = 1.1$

„ gute Pumpen $m = 1.15$

„ gewöhnliche Pumpen . . . $m = 1.20$

371.

Saug- und Steigröhre.

Die Geschwindigkeit des Wassers in diesen Röhren beträgt gewöhnlich 1^m bis 1.2^m. In dem Falle, wenn eine bestimmte Wassermenge durch eine vorhandene Betriebskraft gefördert werden soll,



müssen diese Röhren so weit gemacht werden, dass der Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden nicht zu gross ausfällt.

Nennt man:

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;

q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1" gefördert werden soll;

d den Durchmesser der Röhren;

so ist:

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi u}}$$

372.

Reibungswiderstand.

Nennt man:

L die totale Länge der Röhren, welche das Wasser durchläuft;

z Die Höhe der Wassersäule, welche dem Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden entspricht;

u q d wie oben: Geschwindigkeit, Wassermenge und Durchmesser;

$\alpha = 0.00001733$ } zwei Erfahrungscoeffizienten;

$\beta = 0.0003483$ }

so ist:

$$z = L \frac{4}{d} (\alpha u + \beta u^2)$$

Die Werthe von $\alpha u + \beta u^2$ für verschiedene Werthe von u sind in der Tabelle 157 enthalten.

373.

Betriebskraft.

Nennt man:

h die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll;

N_* den Nutzeffekt, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, und behält im Uebrigen die Bezeichnungen bei, welche in vorhergehender Nummer gewählt wurden;

so ist:

$$\text{für sehr vollkommene Pumpwerke } 75 N_* = \left(1 + \frac{1}{10}\right) 1000q(h+z)$$

$$\text{„ gute Pumpwerke } 57 N_* = \left(1 + \frac{2}{10}\right) 1000q(h+z)$$

$$\text{„ gewöhnliche Pumpwerke . } 75 N_* = \left(1 + \frac{2.5}{10}\right) 1000q(h+z)$$

374.

Ventile.

Der Querschnitt der Ventile ist gleich zu machen dem Querschnitt der Saug- oder Druckröhre. Die Form der Ventile ist in Nr. 105 bestimmt worden.

375.

Wasserhaltungsmaschinen.

(Einheiten: Meter und Kilogramm.)

Die nachfolgenden Regeln zur Bestimmung aller wesentlichsten Abmessungen einer Wasserhaltungsmaschine beziehen sich auf eine direkt und einfach aber mit Expansion wirkende Dampfmaschine.

Bezeichnungen:

- O Querschnitt des Dampfeylinders;
- l Länge des Kolbenshubes;
- l_1 Weg, den der Kolben zurücklegt bis die Expansion eintritt;
- m der Coefficient für den schädlichen Raum, siehe Seite 228.
- ξ Weg, den der Kolben nach aufwärts zurücklegt bis das Maximum der Geschwindigkeit eintritt, oder bis Kraft und Widerstand in's Gleichgewicht kommen;
- p Druck des Dampfes im Cylinder unter dem Kolben bis zur Absperrung auf 1 Quadrat-Meter;
- α, β Coefficienten zur Bestimmung der Dichte des Dampfes, siehe Seite 195.
- r_1 für den Kolbenhub
- r „ „ Kolbenniedergang } der schädliche auf einen Quadratmeter der Kolbenfläche reduzirte Widerstand, welcher der Bewegung des Kolbens entgegenwirkt.
- W, für den Kolbenhub
- W „ „ Kolbenniedergang } der Widerstand, welchen die Pumpen verursachen;
- V, mittlere Geschwindigkeit des Kolbenhubes;
- V mittlere Geschwindigkeit des Kolbenniederganges;
- C grösste Kolbengeschwindigkeit während des Hubes;
- p Dauer der Pause;
- \mathcal{Z} Zeit von dem Beginn eines Kolbenshubes bis zum Beginn des nächstfolgenden;



2

- q Wassermenge in Kubikmetern, welche durchschnittlich in jeder Sekunde gehoben werden soll;
 Ω Querschnitt eines Pumpenkolbens;
 S Dampfmenge, welche im Mittel in jeder Sekunde auf die Maschine wirkt;
 L Gewicht des Schachtgestänges mit allen daran befestigten Körpern;
 L_1 Gegengewicht am Balancier.

Regeln:

- 1) Zeit vom Beginn eines Kolbenshubes bis zum Beginn des nächstfolgenden:

$$\mathfrak{T} = l \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V} + \frac{p}{l} \right)$$

wobei zu setzen ist: $V_1 = 1.5$, $V = 0.3$, $p = 10''$, $l = 2$ bis 3 Meter.

- 2) Querschnitt der Pumpe:

$$\Omega = q \frac{\mathfrak{T}}{l}$$

- 3) der Widerstand W W_1 . Diese müssen nach der Ansaughöhe, der Druckhöhe und nach dem Querschnitt Ω berechnet werden. Dabei muss auch der Reibungswiderstand in Rechnung gebracht werden.

- 4) Querschnitt des Dampfzylinders:

$$O = \frac{W + W_1}{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \left(\frac{K}{l \ l_1} \right) - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r + r_1 \right)}$$

wobei zu setzen ist: $r_1 = 4000$, $r = 1000$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$, die Bedeutung des Zeichens $\left(\frac{K}{l \ l_1} \right)$ ist:

$$\left(\frac{K}{l \ l_1} \right) = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m \right) \log_{\text{nat}} \frac{l + m \ l}{l_1 + m \ l}$$

$$\text{für } \frac{l_1}{l} = \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{5}$$

$$\text{wird } \left(\frac{K}{l \ l_1} \right) = 0.958 \quad 0.846 \quad 0.685 \quad 0.568 \quad 0.535$$

- 5) Weg, welchen der Kolben zurücklegt bis Kraft und Widerstand in's Gleichgewicht kommt:

$$\xi = l \left\{ \frac{\frac{l_r}{l} + m}{\left(\frac{K}{l l_r} \right)} - m \right\}$$

Hiebei ist in der Regel $m = 0.05$. Die Bedeutung des Zeichens $\left(\frac{K}{l l_r} \right)$ ist in der Regel (4) angegeben.

- 6) Differenz der Lasten L und L_r :

$$L - L_r = W + O r$$

- 7) Summe der Lasten L und L_r :

$$L + L_r = \frac{2 g \xi}{C^2} O \left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \left[\left(\frac{K}{\xi l_r} \right) - \left(\frac{K}{l l_r} \right) \right]$$

Hiebei ist zu setzen: $c = 25$. Die Bedeutung von $\left(\frac{K}{l l_r} \right)$ in der Regel (4) angegeben. Die Bedeutung des Zeichens $\left(\frac{K}{\xi l_r} \right)$ ist:

$$\left(\frac{K}{\xi l_r} \right) = \frac{l_r}{\xi} + \left(\frac{l_r}{\xi} + \frac{m l}{\xi} \right) \log_{\text{nat}} \frac{\xi + m l}{l_r + m l}$$

$$\text{für } \frac{l_r}{\xi} = \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4}$$

$$\text{wird } \left(\frac{K}{\xi l_r} \right) = 0.958 \quad 0.846 \quad 0.685 \quad 0.568$$

- 8) Bestimmung der Lasten L und L_r . Es ist:

$$L = \frac{(L + L_r) + (L - L_r)}{2}$$

$$L_r = \frac{(L + L_r) - (L - L_r)}{2}$$





Feuerlöschspritzen.

376.

Die folgende Tabelle enthält die Hauptdimensionen und die Hauptdaten über fünf Feuerlöschspritzen; jede mit zwei einfach wirkenden Cylindern und mit einem Windkessel.

Benennung der Bestandtheile.	Wagenspritzen.			Trag- Spritzen.		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Mannschaft	36	18	10	2	1	Arbeiter
Durchmesser der Stiefel . .	21	18	15	10	8	Centim.
Kolbenshub	30	27	22	15	12	"
Höhe der Kolben (von Gelbguss)	12	11	10	9	8	"
Höhe der Cylinder (Stiefel) .	45	41	35	26	22	"
Geschwindigkeit der Kolben per 1"	0·48	0·41	0·40	0·30	0·27	Meter
Wassermenge, welche per 1" ausgetrieben wird. . . .	11	7	4·6	1·5	1	Liter
Diameter der Mundstücke.						
Mundstücke für das Standrohr	24	20	17	11	9	Millimet.
	21	18	15	10	8	"
Mundstücke für den Schlauch	29	25	21	14	11	"
	21	18	15	10	8	"
Strahlhöhe, wenn aus dem Standrohr gespritzt wird .	36	30	26	17	14	Meter
Abmessungen der Kegelventile.						
Der untere Diameter des Ventils	10	9	7	5	4	Centim.
Der obere Diameter des Ventils	12	11	8·7	6·5	5·3	"
Winkel der Seite des Kegels mit seiner Axe	45°	43°	39°	36°	34°	Grade
Aufliegen des Ventils, längs der Seite des Kegels ge- messen	1·5	1·45	1·35	1·25	1·20	Centim.
Höhe des Ventilkörpers . .	1·06	1·06	1·05	1·01	1·0	"
Länge der Schläuche . . .	30	30	30	15	15	Meter
	40	40	40			

Benennung der Bestandtheile.	Wagenspritzen.			Trag- Spritzen.		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Abmessungen der Kegelventile.						
Durchmesser der Schlauch- schraube	7	6	5	4	4	Centim.
Durchmesser der Schläuche .	8	7	6	5	5	"
Länge des Standrohres von der obern Windungskrümmung bis zum Mundstück	94	80	67	45	40	"
Durchmesser des Standrohres	4.5	4.5	4.5	3	3	"
Windkessel.						
Spannung der Luft im Kessel	5.4	4.0	3.4	2.0	1.6	Atmos.
Durchmesser des Kessels . .	31	27	22	15	12	Centim.
Höhe des Kessels	80	72	60	50	40	"
Wassergehalt des Spritzen- kastens	1000	630	414	135	90	Liter
Höhe des Kastenrandes über dem Boden	114	114	100	—	—	Centim.
Durchmesser der Wagenräder						
" " Hinterräder	120	120	120	—	—	"
" " Vorderräder	81	81	81	—	—	"
Entfernung der Axen der Stiefel	80	72	60	50	40	"
Entfernung der Druckbäume	400	360	300	200	160	"

377.

Holzsägen.

A) Mit geradem Schnitt.

Die Abmessungen, die Geschwindigkeit der Bewegung und die Grösse der Betriebskraft richten sich nach der Beschaffenheit des zu sägenden Holzes, und es müssen in dieser Hinsicht unterschieden werden: a) Brettsägen für weiche Hölzer; b) Brettsägen für harte Hölzer; c) Fourniersägen. Die folgende Zusammenstellung enthält die wichtigsten Daten für diese drei Arten von Sägen.

no sawdust to form
the American the III of 17
d of circular saws & Am. vol 1, 2, 3 - 1840 P
thing of circular saws

	Brettsägen für		Fournier- säge
	weiches Holz	hartes Holz	
1) e Theilung der Säge, d. h. Entfernung der Spitzen zweier unmittelbar auf ein- ander folgenden Zähne	0·04 bis 0·05	0·03 bis 0·04	0·008 bis 0·010
2) t Tiefe der Zähne	0·024 0·030	0·018 0·024	0·005 0·006
3) m Verhältniss zwischen dem Flächen- inhalt einer Zahnflücke und d. Flächen- inhalt e t, welcher einer Theilung ent- spricht	0·75	0·65	0·65
4) i Verhältniss zwischen dem Volumen der Sägespähne und dem Volumen des Holzes, aus welchem sie entstanden sind	5·5	5	4
5) Dicke des Sägeblattes	0·0015 0·0020	0·0015 0·0020	0·0003 0·00035
6) Breite des Schnittes	0·0030 0·0040	0·0030 0·0040	0·0006 0·007
7) Breite des Sägeblattes	0·120 0·160	0·120 0·160	0·060 0·080
8) Länge der Verzahnung. Diese muss wenigstens noch einmal so lang sein als der Block dick ist. Gewöhnlich ist die Länge der Verzahnung	1·2 ^m bis	1·2 bis	1·2 bis
9) r Halbmesser der Kurbel: wenigstens gleich der halben Höhe des zu sägen- den Holzes. Gewöhnlich ist r	1·6 ^m 0·30 0·50	1·6 0·30 0·50	1·6 0·30 0·60
10) Verhältniss zwischen dem Halbmes- ser r der Kurbel und der Höhe h des zu sägenden Holzes	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70
11) ε das Vorrücken des Wagens nach jedem Schnitt:			
$\epsilon = 2 t \left(\frac{m}{i} \right) \left(\frac{r}{h} \right)$			
Gewöhnlich ist das Vorrücken . .	0·0043 bis 0·0063	0·0028 bis 0·0044	0·0006 bis 0·0008

Brettsägen für		
weiches Holz	hartes Holz	Fournie- sägen

- 12) Tangente des Winkels φ , welchen die Linie der Zapfenspitzen mit der Richtung der Bewegung der Säge bildet:

$$\tan \varphi = \frac{\varepsilon}{2r}$$

- | | | | | |
|---|---|-------|--------|--------|
| Gewöhnlich ist $\tan \varphi$ | } | 0.007 | 0.005 | 0.001 |
| | | 0.006 | 0.0044 | 0.0007 |
| 13) n Anzahl der Schnitte per 1 Minut | | 80 | 80 | 180 |
| | | bis | bis | bis |
| 14) Schnittfläche per 1 Stunde gleich: | | 200 | 200 | 200 |

$$60 \times n \times \varepsilon \times h$$

Nimmt man für weiches Holz:

$$\varepsilon = 0.0053 \quad n = 100 \quad h = 0.4$$

Für hartes Holz:

$$\varepsilon = 0.0036 \quad n = 100 \quad h = 0.4$$

Für Fourniere:

$$\varepsilon = 0.0007 \quad n = 200 \quad h = 0.4$$

so ist die Schnittfläche per 1 Stunde 13 □ M. 9 □ M. 34 □ M.

- 15) Schnittfläche per 1 Pferdekraft
Nutzeffekt per 1 Stunde:

- | | | | |
|--|----------|---------|---------|
| a) wenn die Sägezähne gut ge-
formt und geschärft sind | 3 □ Met. | 2 □ Met | 8 □ Met |
| b) wenn die Sägezähne die ge-
wöhnliche Form und Schär-
fung haben | 2 " | 15 " | 7 " |

- 16) q Gewicht des Sägegatters ge-
wöhnlich

400 Kilg. 400 Kilg.

- 17) Q das Balancirgewicht, welches am Schwungrad anzubringen ist, wenn die Säge eine vertikale Bewegung macht:



$$Q = \frac{r}{\rho} \left(q - \frac{1}{2} \frac{60 \times 75}{2} \frac{N}{r n} \right)$$

Hiebei bezeichnet N den Nutzeffect der Betriebsmaschine in Pferdekraften; n die Anzahl der Schnitte per 1'; ρ die Entfernung des Schwerpunktes des Balancirgewichtes von der Drehungsaxe. Wenn dieser Ausdruck negativ ausfällt, ist das Balancirgewicht in dem Radius anzubringen, in welchem sich der Kurbelzapfen befindet. Fällt dagegen jener Ausdruck positiv aus, so muss das Balancirgewicht dem Kurbelzapfen gegenüber angebracht werden. Für die Brettsägen ist gewöhnlich:

$$N = 4 \quad n = 100 \quad r = 0.36 \quad q = 400$$

und dann wird:

$$Q = 275 \text{ Kilg.} \times \frac{r}{\rho}$$

- 18) Gewicht des Schwungrades G . Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades V in Metern und in 1 Sekunde:

$$G \frac{V^2}{2g} = \frac{500 \times 75 N}{n}$$

- 19) Die Zuschärfung der Sägzähne muss an den äusseren Flächen der Zähne, und zwar an den unteren und vorderen Kanten derselben, angebracht werden.

B) Circular - oder Kreissägen.

Die Kreissägen werden vorzugsweise gebraucht, um dünneres Holz zu sägen. Zum Zersägen von stärkeren Bäumen taugen sie nicht, weil die Sägscheibe unverhältnissmässig gross gemacht werden müsste. Um Fourniere zu schneiden, sind die Kreissägen nicht zu empfehlen, weil der Schnitt zu breit ausfällt, was zur Folge hat, dass man weniger Fourniere erhält, als mit einer dünnen gerade gespannten Säge. Die wesentlichsten Daten für eine Kreissäge sind:

Zahntheilung	= 0.02 bis 0.03
Tiefe der Zähne	= 0.014 „ 0.02
Dicke des Sägblattes	= 0.002 „ 0.003
Breite des Schnittes	= 0.003 „ 0.004
Durchmesser der Säge	= 0.5 „ 0.7
Anzahl der Umdrehungen per 1' = 250 „ 300	
Schnittfläche per Pferdekraft und per Stunde	= 4 „ 6 Quadratmeter.

Mahlmühlen.

378.

Gewichte der Getreidearten.

1	Liter	Gerste	wiegt .	586	bis	625	Grammes
1	„	Korn (Roggen)		683	„	722	„
1	„	Waizen . . .		742	„	781	„
1	„	Spelz (Dinkel)		430			„
1	„	Hafer . . .		410	„	488	„

379.

Verhältnisse zwischen Mehl, Kleien und Abgang.

Die folgende Tabelle enthält eine Reihe von Erfahrungen über die Lieferungen der Mühlen in verschiedenen Ländern.

	100 Kilg. Getreide geben			Bemerkungen.
	Mehl.	Kleien.	Abgang.	
	Kilg.	Kilg.	Kilg.	
Oesterreich . .	77·5	15·5	7	monture en grosse „ économique
„ . .	80·4	16	3·6	
Frankreich . .	75	23	2	
„ . .	77	22	1	
Amerika . . .	75·4	22	3	
Pommern . . .	83	14	2·8	
Danzig	86	10	3·7	
Baiern	85	10	4	
Mittel . .	80	16	4	

Die Zahl der Mehlsorten, welche aus dem Gesamtprodukt dargestellt werden, ist in jedem Lande anders.



.

.

11 May 1900.

Oesterreich.

Aus 100 Kilg. Waizen wird gewonnen:

Auszugmehl	Mundmehl	Semmelmehl	Kleien	Flugmehl
17	31.5	29	16	7

Frankreich.

Mouture en grosse.

Mehl 1. Qualität	Griesmehl	Mehl 3. Qualität	Kleien
64	3	8	23

Mouture économique.

Mehl 1. Qualität	Griesmehl	Mehl 2. Qualität	Mehl 3. Qualität.	Mehl 4. Qualität	Kleien
36	18	16	3.5	2.5	22

Amerika.

Superfeines Mehl	Mittelmehl	Grobes Mehl	Kleien	Abgang
65	6.2	4.2	22	.3

Pommern.

Feines Mehl	Mittelmehl	Grobes Mehl	Kleien	Flugmehl
58.6	12	11.5	14.1	2.8

380.

Erfahrungsregeln über den Mühlenbetrieb.

Nennt man:

D den Durchmesser des Steines in Metern;

n Anzahl der Umdrehungen des Steines per 1 Minute;

L Getreidemenge in Litern, welche ein Mahlgang per 1 Stunde vermahlt;

N die Betriebskraft in Pferden, welche zum Betrieb eines Mahlganges, und der dazu gehörigen Kornreinigungs- und Mehlsieb-Maschinen nothwendig ist.

Durch Vergleichung der Leistungen einer grossen Anzahl von Mahlmühlen hat es sich ergeben, dass folgende Beziehungen stattfinden:

$$N = \frac{L}{42} = 2.66 D = \frac{480}{n}$$

$$D = \frac{L}{112} = \frac{1}{2.66} N$$

$$n = \frac{20160}{L}$$

Umfangsgeschwindigkeit des Steines in 1 Sekunde = 9.42 Meter.
Die Resultate dieser Erfahrungsregeln sind in folgender Tabelle
enthalten:

L = 42	84	126	168	215	Liter
D = 0.375	0.750	1.12	1.50	1.92	Meter
n = 480	240	160	120	96	Umdrehungen
N = 1	2	3	4	5	Pferdekraft

Die neueren verbesserten Mühlen haben gewöhnlich Steine von 1.5 Meter Durchmesser, die per 1 Minute 120 Umdrehungen machen. Ein solcher Mahlgang erfordert eine Betriebskraft von 4 Pferden, und vermahlt per 1 Stunde 168 Liter Getreide, also per 1 Pferdekraft und per Stunde 42 Liter.

381.

Angaben über die Leistungen, Geschwindigkeiten und Betriebskräfte der verschiedenen Hilfsmaschinen, welche in den Mühlen angewendet werden.

Tafel XXXIX.

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litern.	Betriebs- kraft in Pferden.	Geschwin- digkeit der Haupt- bestand- theile.
Vorbereitungsmaschinen.			
1te Putzmaschine mit Drahtcylinder, um das Getreide von Stroh, Erde, grösseren Steinchen etc. zu reinigen	1000	0.25	—
Umdrehungen des Cylinders per 1 Minute	—	—	25
2te Putzmaschine mit 2 Schlagwerken u. 1 Ventilator (Tarrare)	670	0.20	—
Umdrehungen der Axen der Schläger	—	—	120
Umdrehungen d. Windflügels	—	—	60
3te Putzmaschine mit Abreibsteinen, Bürsten und Windflügeln (Ramonerie)	670	1.00	—
Umdrehungen d. Laufersteins per 1 Minute	—	—	170
Umdrehungen der Bürste	—	—	170
Umdrehungen d. Windflügels	—	—	340

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litern.	Betriebs- kraft in Pferden.	Geschwin- digkeit der Haupt- bestand- theile.
Vorbereitungsmaschinen.			
Kornreinigungsmaschine von Car- tier, mit vertikalem Reibcylinder und schief liegendem Blechcylin- der, vermittelt welchem die kleinen Samenkörner beseitigt werden	400	1.00	—
Umdrehungen des vertikalen Cylinders per 1 Minute	—	—	280
Umdrehungen des schief lie- genden Blechcylinders	—	—	28
Quetscher (Comprimeur)	1000	1.00	—
Umdrehungen der Speisecy- linder per 1 Minute	—	—	5.5
Umdrehungen der Quetschcy- linder per 1 Minute	—	—	30
Mehl.			
Bürstensieb	31	0.1	?
Cylinder-Sieb mit Beuteltuch: Umdrehungen per 1 Minute . .	—	—	24
Betriebskraft	—	0.13	—
Lieferung bei 42 Quadratmetern Siebfläche	600 800	—	—
Griessortir-Sieb mit Beuteltuch .	—	0.1	24
Transport-Maschine.			
Sackzug	—	2	1.5 ^m
Schöpfwerk (h Hubhöhe)	9000	$\frac{h}{36}$	1.3
Fortleiter mit Schraube	1000	1	25

Papierfabrikation.**Tafel XL.****382.***Verhältniss zwischen Rohstoff und Fabrikat.*

100 Kilg. Lumpen der 1. Sorte geben 70 Kilg. fertiges Postpapier.								
100	"	"	2.	"	"	70	"	Schreibpapier.
100	"	"	3.	"	"	70	"	Druckpapier.
100	"	"	4.	"	"	64	"	Packpapier.

383.*Leistungen der Holländer.*

Ein Halbzeug- und ein Ganzzeug-Holländer liefern zusammen in 12 Arbeitsstunden folgende Quantitäten fertigen Zeuges.

Fertiger Zeug für Postpapier = 103 Kilg.

" " " Schreibpapier = 167 "

" " " Druckpapier = 167 "

" " " Packpapier = 203 "

384.*Leistungen der Papiermaschine.*

Eine Papiermaschine liefert in 12 Arbeitsstunden:

Postpapier 310 Kilg.

Schreibpapier 500 "

Druckpapier 500 "

Packpapier 610 "

385.*Personale.*

Eine Fabrik mit einer Maschine und mit 6 bis 8 Holländern braucht folgendes Personal:

Sortiren des Rohstoffs 28 Arbeiter

Holländer-Saal 2 "

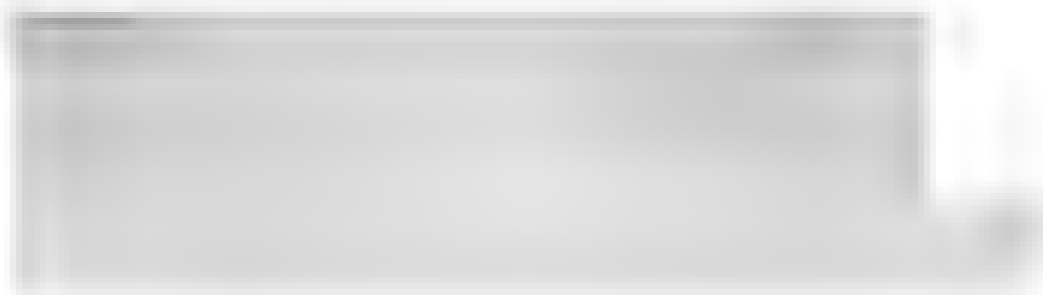
Maschinen-Saal 3 "

Sortiren des Papieres 14 "

Waschküche 2 "

Heizung 1 "

Summe . . 50 Arbeiter



.

.

.

.

.

.

.

.

.

386.

Die Holländer.

	Meter
Länge eines Holländertroges	3.3
Breite desselben	1.35
Tiefe	0.53
Durchmesser der Trommel	0.68
Breite der Trommel	0.68
Anzahl der Messer einer Trommel	Halbzeug-Holländer 36
	Ganzzeug- „ 48
Anzahl der Schneiden des Grund-	Halbzeug- „ 12
werkes	Ganzzeug- „ 16
Anzahl der Umdrehungen der Trom-	Halbzeug- „ 166
mel per 1 Minute	Ganzzeug „ 200
Anzahl der Holländer auf eine Maschine	6 bis 8
Betriebskraft für einen Holländer	4 „ 3

387.

Zeug-Bütten.

Anzahl der Zeug-Bütten auf 1 Maschine	2
Durchmesser einer Bütte	3.2
Höhe einer Bütte	1.22
Anzahl der Umdrehungen des Rührers per 1 Minute	3.5
Höhe des Bodens der Bütte über dem Boden des Maschinensaals	1.5

388.

Papiermaschine.

Länge der Maschine	12.4 Meter
Breite der Maschine	2 „
Abstand der Maschine von der Wand	2 „
Ueber die Detailabmessungen der Maschine siehe Tafel XL.	
Anzahl der Bewegungen des Schüttlers per 1 Minute	162 bis 324
Anzahl der Schläge des Knotensiebes per 1 Minute	250 bis 350
Geschwindigkeit des Papiers per 1 Sekunde	0.13 bis 0.15
Betriebskraft in Pferden	3 bis 4

389.

Wasserpumpe.

Wassermenge, welche per 1 Minute ein Halbzeug-Holländer und ein Ganzzeug-Holländer zusammen brauchen 0.14 Kubikmeter

Wassermenge, welche die Maschine per 1 Minute braucht 0.14 „

Wenn die Pumpe aus einem doppelt wirkenden oder aus zwei einfach wirkenden Cylindern besteht, und wenn sie zur Bedienung von 1 Maschine und 6 Holländern dienen soll, ist zu nehmen:

Der Durchmesser des Kolbens . . . 0.2 Meter

Geschwindigkeit des Kolbens . . . 0.3 „

390.

Saugapparat.

Luftvolumen, welches per 1 Minute aufgesaugt werden muss 1.4 Kubikmeter

Höhe des inneren Wasserspiegels über dem Aussenen im Maximum 0.3 Meter

Anzahl der Glocken 3

Durchmesser einer Glocke 0.24 „

Halbmesser der Kurbeln 0.25 „

Länge der Maschine 1.15 „

Breite 0.5 „

Höhe bis zur Axe der Kurbeln 3 „

391.

Dampfkessel für eine Fabrik von 6 Holländern und 1 Maschine

Zur Heizung der Lokalitäten im Winter 6 Pferdekraft

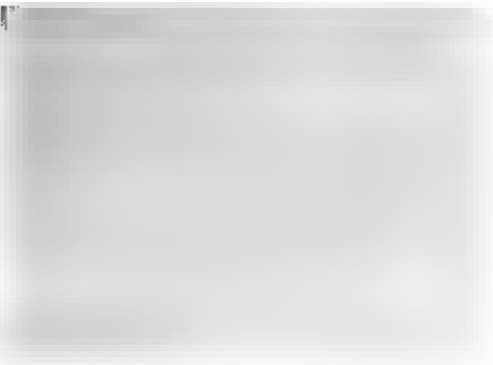
Zum Trocknen des Papiers auf der Maschine . . . 2 „

Zur Bedienung der Waschküche 1 „

392.

Grösse der Lokalität für eine Fabrik mit 6 bis 8 Holländern und 1 Maschine.

Lokalität	Länge Meter	Breite Meter	Höhe Meter
Holländersaal für 6 bis 8 Holländer . . .	10	11	3.7
Maschinensaal für 1 Maschine	18	6	3.7
Lumpensortirsaal	18	6	3.7
Papiersortirsaal	18	6	3.7









Baumwollenspinnerei.

393.

Garn-Nummerirung.

Die Feinheit der Garne ist in den folgenden Resultaten über die Baumwollenspinnerei nach der französischen Nummerirung angegeben.

Französische Eintheilung.

1 Echevan	=	10 Echevettes	=	700 Haspelumgängen	=	1000 Meter
		1 Echevette	=	70 „	=	100 „
				1 Haspelumgang	=	1·428 „

Englische Eintheilung.

1 Hank	=	7 Leys	=	560 Haspelumgängen	=	840 Yards	=	2520' engl.
		1 Ley	=	80 „	=	120 „	=	360' „
				1 Haspelumgang	=	1·5 „	=	4·5' „

Reduktion der englischen Garnnumero in französische Numero
und umgekehrt.

Die englischen Garnnummern müssen mit 0·847 multipliziert werden, um die entsprechenden französischen Nummern zu erhalten.

Die französischen Garnnummern müssen mit 1·180 multipliziert werden, um die entsprechenden englischen Nummern zu erhalten.

Die folgende Tabelle gibt für jede englische Nummer die entsprechende französische und umgekehrt.

Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.
2	17	26	22.1	58	49.3	90	76.5
3	2.56	28	23.8	60	51	100	85
4	3.4	30	25.5	62	52.7	110	93.5
5	4.25	32	27.2	64	54.4	120	102
6	5.1	34	28.9	66	56.1	130	110.5
7	5.95	36	30.6	68	57.8	140	119
8	6.8	38	32.3	70	59.5	150	127.5
9	7.65	40	34	72	61.2	160	136
10	8.5	42	35.7	74	62.9	170	144.5
12	10.2	44	37.4	76	64.6	180	153
14	11.9	46	39.1	78	66.3	190	161.5
16	13.6	48	40.8	80	68	200	170
18	15.3	50	42.5	82	69.7	220	187
20	17	52	44.2	84	71.4	240	204
22	18.7	54	45.9	86	73.1	260	221
24	20.4	56	47.6	88	74.8	280	238

394.

Länge der Fasern bei verschiedenen Wollen

	Länge der Fasern in Millimetern.
Smyrna, Kirkakaz, Macedonien, Kinick	16 bis 18
Louisiana, Neu-Orleans, Manilla, Carolina, kurze Georgia	18 „ 23
Lange Georgia, Motril, Surinam, Barbados, Caracas	25 „ 29
Mako, Fernambuk	32 „ 38

395.

*Lieferung der Schlagmaschinen, Carden und Streckwerke
in 12 bis 13 Arbeitsstunden.*

Ein Zausler (Wolf) liefert in 12 bis 13 Arbeitsstunden	2000 Kil
Eine Schlagmaschine (Batteur éplucheur)	700 „
Eine Wickelmaschine (Batteur étaleur)	700 „
Eine einfache Grob- oder Feincarde von 0.57 ^m Breite	12 „
Eine doppelte Fein- oder Grobcarde von 0.97 ^m Breite	20 „
Ein Streckkopf	30 „

Um die Anzahl der Streckköpfe zu finden, welche für eine gewisse tägliche Produktion erforderlich sind, muss man die in Kil ausgedrückte tägliche Produktion dividieren durch:



30	wenn nur einmal gestreckt wird.		
15	„ zweimal	„	„
10	„ dreimal	„	„
7.5	„ viermal	„	„

396.

Resultate über die Banc-à-broches.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Banc-à-broches-Maschinen für Garne von verschiedener Feinheit.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Nummern der Garne, welche nach beendigtem Spinnprozess durch die Mulesthühle geliefert werden sollen.

In der Abtheilung A sind die Nummern der Luntten angegeben, welche für Garne von verschiedener Feinheit die Banc-à-broches-Maschinen zu liefern haben. Von Nr. 10 bis 70 sind 2, von Nr. 70 bis 150 sind 3 Banc-à-broches-Maschinen anzuwenden.

Die Abtheilung B gibt die Anzahl der Umdrehungen, welche die Spindeln der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen in einer Minute machen sollen.

Die Abtheilung C gibt die Anzahl der Zwirnungen, welche die Luntten der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen auf 1 Meter Länge erhalten sollen.

Die Abtheilung D gibt die Lieferungen in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschine.

Die in den Abtheilungen B, C, D enthaltenen Zahlen sind durch folgende empirische Formeln berechnet worden.

$$n = 425 + 25 \mathfrak{N}$$

$$Z = 148 \sqrt{\frac{\mathfrak{N}}{10 + 0.2 N}}$$

$$L = 0.36 \frac{n}{\mathfrak{N} Z}$$

Und es bedeutet in denselben:

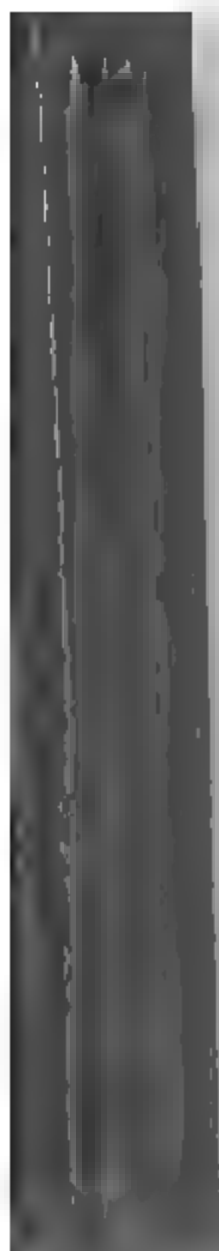
\mathfrak{N} die Nummer der Lunte;

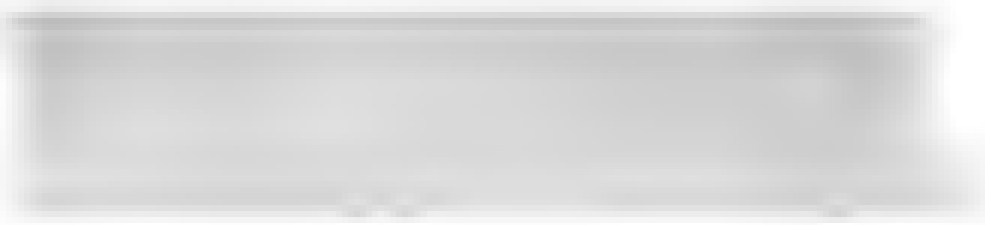
N die Nummer des Garns;

n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute;

Z die Anzahl der Zwirnungen einer Lunte von Nummer \mathfrak{N} auf 1 Meter Länge;

L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel.





Die Tabelle ist vermitteltst folgender empirischen Formeln rechnet worden.

$$\lambda \text{ Länge einer Wollfaser für Garn von Numero } N \dots\dots\dots = \sqrt[3]{437 N - 16}$$

$$\text{Zwirnungen auf 1 Meter Länge Kettengarn} = 900 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$$

$$\text{„ „ 1 „ „ Schussgarn} = 720 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$$

$$\text{Lieferung einer Spindel (Kette)} \dots\dots\dots = \frac{13}{N^{1.66}}$$

$$\text{Lieferung einer Spindel (Schuss)} \dots\dots\dots = \frac{16}{N^{1.66}}$$

401.

Mule-Spinn-Stühle.

N. des Stuhls.	Länge der Woll- fasern in Milli- metern.	Um- drehungen der Spindeln per 1 Min.	Zwirnungen per 1 Meter Länge bei		Lieferung einer Spin- del in 12 Stunden.	
			Ketten- Garn.	Schuss- Garn.	Ketten- Garn.	Schuss- Garn.
					K ₁₂	K ₁₂
	14	4200	796	637	0.02840	0.0375
	20	4000	900	720	0.02000	0.0272
	23	3800	981	785	0.01655	0.0225
	25	3600	1053	842	0.01385	0.0196
	27	3400	1107	885	0.01197	0.0174
	29	3200	1143	914	0.01046	0.0158
	31	3000	1197	948	0.00912	0.0144
	33	2800	1224	979	0.00800	0.0132
	35	2600	1260	1008	0.00714	0.01225
	37	2400	1278	1022	0.00652	0.01155
	39	2200	1305	1044	0.00603	0.01092
	41	2000	1332	1065	0.00565	0.01035
	43	1800		1087	0.00535	0.00985

398.

Geschwindigkeit und Lieferung der Trostle-Spindeln.

Nennt man:

N die Nummer des Garns, das gesponnen werden soll;

n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute;

L die Lieferung einer Spindel in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden;
so ist:

$$L = \frac{3}{400} \frac{n}{N^2}$$

Gewöhnlich ist die Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute gleich 4000, und dann wird:

für N =	10	20	30	40	50
L =	0.30	0.075	0.033	0.020	0.012

399.

Tub-Maschinen (Rota Frotteur).

Numero der Lunte = 0.33

Geschwindigkeit der Röhren per 1 Minute . = 400 Umdrehungen

Lieferung einer Röhre in 12 Arbeitsstunden = 15 Kilg.

400.

Mule-Stühle.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Mule-Stühle.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Garn-Nummern, die zweite Vertikalkolumne gibt an, wie lang die Wollfasern für Garne von verschiedener Feinheit sein sollen.

Die dritte Vertikalkolumne gibt die Anzahl der Umdrehungen der Spindel per 1 Minute. Von Nr. 100 bis 150 sind immer zwei Geschwindigkeiten angegeben; die erstere ist die Anzahl der Spindelumdrehungen während des Wagenausuges, die letztere die Anzahl der Spindelumdrehungen für die Nachzwirnung, nachdem der Wagen seine Bewegung beendet hat. Die vierte und fünfte Kolumne geben die Anzahl der Zwirnungen auf 1 Meter Fadenlänge und zwar für Ketten- und für Schussgarn.

Die fünfte und sechste Kolumne enthalten die Lieferungen einer Spindel in 12 Arbeitsstunden.

Die Tabelle ist vermitteltst folgender empirischen Formeln berechnet worden.

λ Länge einer Wollfaser für Garn von Numero N

$= \sqrt[3]{437 N - 1626}$

Zwirnungen auf 1 Meter Länge Kettengarn

$= 900 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

" " 1 " " Schussgarn

$= 720 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

Lieferung einer Spindel- (Kette)

$= \frac{13}{N^{1.66}}$

Lieferung einer Spindel- (Schuss)

$= \frac{16}{N^{1.66}}$

401.

Mule-Spinn-Stühle.

Nr. des Garns.	Länge der Woll- fasern in Milli- metern.	Um- drehungen der Spindeln per 1 Min.	Zwirnungen per 1 Meter Länge bei		Lieferung einer Spin- del in 12 Stunden.	
			Ketten- Garn.	Schuss- Garn.	Ketten- Garn.	Schuss- Garn.
					Kilg.	Kilg.
10	14	4200	796	637	0.2840	0.355
20	20	4000	900	720	0.0900	0.112
30	23	3800	981	785	0.0465	0.058
40	25	3600	1053	842	0.0285	0.036
50	27	3400	1107	885	0.0197	0.024
60	29	3200	1143	914	0.0146	0.018
70	30	3000	1197	948	0.0112	0.014
80	32	2800	1224	979	0.0090	0.012
90	33	2600	1260	1008	0.0074	0.00925
100	35	2400	1278	1022	0.0062	0.00775
		4800				
110	36	2200	1305	1044	0.0053	0.00662
		4400				
120	37	2000	1332	1065	0.0046	0.00575
		4000				
130	38	1800	1359	1087	0.0040	0.00500
		3600				
140	39	1600	1377	1102	0.0037	0.0046
		3200				
150	40	1400	1395	1116	0.0032	0.0040
		2800				

402.

*Betriebskraft für die Maschinen einer Baumwollenspinnerei,
mit Einschluss der Transmission.*

Pferdekkräfte.

Schlagmaschine mit 2 Schlägern und einem Ventilator.

Ein Schläger $\frac{1}{2}$, der Ventilator 2, zusammen . . . 3

Wickelmaschine mit 1 Schläger und 1 Ventilator . . . 2

Eine einfache Carde von 0·57^m Breite 0·13Eine Doppelcarde von 0·97^m Breite 0·22Eine Abfallcarde von 0·97^m Breite 0·29

Ein Laminoirkopf 0·041

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 0·5 bis 2 0·0085

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 2 bis 6 0·0073

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 6 bis 12 0·0063

Eine Tube-Spule 0·0238

Eine Trostle-Spindel 0·0095

Eine Mule-Jenny-Spindel 0·00228

303.

Raum für die Aufstellung der Maschinen einer Baumwollenspinnerei.

Man erhält die Räume, welche zur Aufstellung der Maschinen einer Spinnerei erforderlich sind, wenn man die in der folgenden Tabelle enthaltenen Zahlen mit der Anzahl der Maschinen oder Spindeln multiplicirt.

Braucht Raum
Quadratmeter

Eine Schlagmaschine mit 2 Flügeln 14·4

Eine Wickelmaschine 10^mEine Fein- oder Grobcarde von 0·97^m Breite mit Bandleitung 9

Eine Vereinigungsmaschine 2·6

Eine Cardenschleifmaschine 5·1

Ein Streckkopf à 5 Cylinder mit Bandleitung 0·6

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 0·5 bis 2 0·3

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 2 bis 4 0·2

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 4 bis 8 0·15

Eine Banc-à-broche Spindel für Luntten von Nr. 8 bis 12 0·12

Eine Tube-Spule 0·54

Eine Trostle-Spindel 0·09

							Benutzt Raum Quadratmeter
Eine Mule-Spindel für Garn von Nr. 10 bis 20 . . .							0.117
"	"	"	"	"	"	20 " 40 . . .	0.105
"	"	"	"	"	"	40 " 60 . . .	0.093
"	"	"	"	"	"	60 " 100 . . .	0.081

404.

Erklärung der drei folgenden Tabellen.

Es unterliegt zwar vermittelst der vorhergehenden Angaben keiner Schwierigkeit, die für eine gegebene tägliche Produktion erforderlichen Arbeitsmaschinen, Betriebskraft und Räumlichkeiten zu bestimmen; einfacher kommt man jedoch zum Ziele, wenn man sich der folgenden drei Tabellen bedient, welche die Verhältnisse der Produktion der verschiedenen Garne klar vor Augen legen.

405.

Maschinen, um täglich 100 Kilo. Mule-Ketten-Garn zu spinnen.

Benennung der Maschinen.	Anzahl der Maschinen oder Organe, wenn gesponnen werden soll Garn von Nr.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlag-Ma- schinen . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Wickel-Ma- schinen . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Grobcarden v. 0.97 ^m Breite	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Feincarden v. 0.97 ^m Breite	—	—	5	5	5	5	5	5	5
Streckköpfe .	6	6	10	10	10	10	13	13	13
Banc-à-broch. Spindel Nr. 1	5	13.3	22.9	32.2	52.6	17.9	22.1	27.8	31.5
Banc-à-broch. Spindel Nr. 2	26.6	65.8	106	148	223	122	151	179	206
Banc-à-broch. Spindel Nr. 3	—	—	—	—	—	279	354	405	456
Mule-Spindel	353	1111	3150	3510	6850	11111	16130	21740	27090



Betriebskraft, um täglich 100 Kilg. Mule-Kettengarn zu spinnen.

Benennung der Maschine.	Nutzeffekt in Pferdekraften, wenn gesponnen werden soll Garn von Nummer								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen	0.428	0.428	0.428	0.428	0.428	0.428	—	—	—
Wickelmaschinen	0.286	0.286	0.286	0.286	0.286	0.286	—	—	—
Grobcarden à 0.97 ^m Breite	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100
Feincarden à 0.97 ^m Breite	—	—	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100
Streckwerke	0.246	0.246	0.410	0.410	0.410	0.410	0.533	0.533	0.533
Banc-à-broches Nr. 1	0.043	0.113	0.195	0.274	0.447	0.152	0.188	0.236	0.266
Banc-à-broches Nr. 2	0.226	0.559	0.774	1.080	1.628	0.891	1.102	1.307	1.497
Banc-à-broches Nr. 3	—	—	—	—	—	1.758	2.230	2.552	2.848
Mule-Spindel	0.800	2.533	4.902	8.000	19.18	25.33	36.78	49.57	61.76
Totale Betriebskraft für 100 Kilg. . .	3.129	5.265	9.195	12.678	24.579	31.455	43.033	56.398	69.104
Anzahl der Mule-Spindeln per 1 Pferd .	112	210	233	280	280	336	374	385	400

407.

*Räumlichkeiten für Spinnereien, die täglich 100 Kilg. Garn
produziren.*

Benennung der Maschinen.	Raum für die Aufstellung der Maschinen in Quadratmetern. Garn-Numeros.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen .	2	2	2	2	2	2	—	—	—
Wickelmaschinen.	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	—	—	—
Grobcarden . . .	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Feincarden . . .	—	—	45	45	45	45	45	45	45
Streckwerke . . .	3.6	3.6	6	6	6	6	7.8	7.8	7.8
Banc-à-broch.Nr. 1	1.5	4.0	7	10	16	5.4	6.6	8.4	9.4
„ „ 2	5.3	13.2	21	30	45	25	30	36	41
„ „ 3	—	—	—	—	—	42	53	61	68
Mulespindelstühle.	42	130	225	368	639	1033	1307	1761	2194
Anzahl der Spinn- säle (Mulestühle)	1	2	2	3	3	3	3	3	3
Flächenraum eines jeden Saales . . .	59	69	127	139	177	267	371	492	600
Anzahl der Mule- spindeln, welche im Carderiesaal aufgestellt sind .	—	—	—	—	210	1200	2280	3575	4774
Raum, welchen die Spindeln im Car- deriesaal einneh- men	—	—	—	—	17	97	184	289	386
Raum, den sämt- liche Vorwerke im Carderiesaal ein- nehmen	59	69	127	139	159	172	188	203	216

Diese Räume sind als Minima zu betrachten. Bureau, Magazine und andere Lokalitäten sind nicht mitgerechnet

Der Carderiesaal enthält in Spinnereien für grobes und mittel-feines Garn nur allein Vorwerke; in Feinspinnereien dagegen wird auch ein Theil der Spinnstühle daselbst aufgestellt. Die zweit- und drittletzte Horizontalreihe geben hierüber näheren Aufschluss.

408.

Angaben für die Disposition der Maschinen einer Spinnerei und für die Anordnung der Transmission. Tafel XLI.

Diese Tafel enthält die wichtigsten Daten für die Disposition der Maschinen und für die Anordnung der Transmission. Diese Daten sind: 1) Die Hauptabmessungen der Maschinen. 2) Der Platz für die Triebrollen. 3) Grösse und Geschwindigkeit dieser Rollen.

Die Bedeutung der Buchstaben ist:

K Anzahl der Köpfe einer Streckbank;

S Anzahl der Spindeln oder Röhren einer Maschine;

L Länge einer Maschine mit S Spindeln oder Röhren;

s Anzahl der Spindeln oder Röhren, welche zu einem System vereinigt sind;

l Länge eines Systems;

Nr. die Nummer, welche dem Produkt (Band, Lunte, Garn) entspricht, das eine Maschine liefert.

409.

Gewicht von einem Meter Länge einer Watte, eines Bandes, einer Lunte oder eines Garnfadens von einer gewissen Nummer.

Es sei:

G dieses Gewicht in Kilg., und

N die der Feinheit des Produktes entsprechende Nummer;

so ist:

$$G = \frac{1}{2000 N}$$

$$N = \frac{1}{2000 G}$$

410.

Lieferung einer Maschine oder eines Organes.

Nennt man:

C (in Metern und per 1") die Geschwindigkeit, mit welcher sich eine Watte, eine Lunte oder ein Garnfaden an irgend einer Stelle einer Maschine fortbewegt;

N die Nummer, welche der Feinheit des Produkts entspricht;

L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden, welche jener Bewegung entspricht;

so hat man:

$$L = 21.6 \frac{C}{N}$$

$$N = 21.6 \frac{C}{L}$$

411.

Die Garn-Wage.

Die Garn-Sortir-Wagen sollen in der Weise angeordnet werden, dass der Zeiger horizontal steht, wenn ein Strehn aufgelegt wird, dessen Nummer gleich ist dem arithmetischen Mittel aus der niedrigsten und höchsten Nummer, die mit der Wage sortirt werden soll, dass ferner der Zeiger 45° aufwärts zeigt, wenn ein Strehn von der niedrigsten, und 45° abwärts, wenn ein Strehn von der höchsten Nummer aufgelegt wird.

Nennt man:

N die höchste
n die niedrigste } Nummer, die mit der Wage sortirt werden soll;

α den Winkel, den die Linien zusammen bilden, welche vom Drehungspunkt des Winkelhebels nach dem Schwerpunkt desselben und nach dem Anhängepunkt gezogen werden können;

p das Gewicht des Winkelhebels in Kilogrammen;

a die Entfernung des Schwerpunktes vom Drehungspunkt des Winkelhebels;

b die Entfernung des Anhängepunktes vom Drehungspunkt des Winkelhebels;

so hat man folgenden Bedingungen zu entsprechen, damit die Wage die Eingangs ausgesprochene Eigenschaft erhält:

$$\text{tang} \left(\frac{\pi}{4} + \alpha \right) = \frac{n}{N}$$

$$p = \frac{b}{a} \frac{\sin \alpha}{N - n}$$

Dabei ist α so zu wählen, dass $\frac{\pi}{4} + \alpha$ in den dritten Quadranten fällt.



1000 1000 1000 1000

1000

Für $N = 60, n = 20, \frac{b}{a} = 2$ findet man:

$$\begin{aligned} \text{tang} \left(\frac{\pi}{4} + \alpha \right) &= 0.3333 = \text{tang} (180^\circ + 18^\circ + 26') \\ \alpha &= 153^\circ + 26' \\ p &= 2 \frac{0.316}{40} = \frac{1}{63.3} \text{ Kilg.} \end{aligned}$$

Die Scala auf dem Bogen muss so gemacht werden, dass nicht die Bogenintervallen, sondern dass die Tangentenintervallen gleich gross werden.

412.

Erfahrungsergebnisse über mechanische Weberei.

Die folgenden zwei Tabellen enthalten die wichtigsten Erfahrungsergebnisse über die mechanische Weberei von glatten Baumwollgeweben.

Benennung des Gewebes.	Nr. der Kette.	Nr. des Eintrages.	Anzahl der Ketten oder Eintragsfäden auf 1 Centimeter.	Anzahl der Kamm- bewegungen per 1 Minute.	Gewicht von einem Quadratmeter Gewebe.	Gewobene Fläche in 12 Stund.		Gewicht der in 12 Stunden gewobenen Fläche.	Anzahl Webstühle, um täglich 100 Kilg. Garn zu verweben.
						theoret.	praktisch		
Cretonne	10	12	17	114	0.158	48	36	5.69	17
"	15	18	20	110	0.130	39	29	3.77	26
"	20	25	23	107	0.104	33	24	2.49	40
Calicot	25	32	26	104	0.091	29	22	2.00	50
"	30	39	29	101	0.084	25	19	1.59	63
"	35	45	31	98	0.078	23	17	1.33	75
"	40	52	34	94	0.075	20	15	1.13	88
"	45	59	37	91	0.072	18	13	0.94	105
Mousseline	50	66	39	88	0.068	16	12	0.82	122
"	55	71	41	85	0.066	15	11	0.73	136
"	60	80	45	82	0.065	13	9.7	0.63	160
"	65	86	47	78	0.063	12	9.0	0.57	175
Jaconet	70	93	50	75	0.062	11	8.3	0.51	200
"	75	100	53	72	0.062	9.7	7.3	0.45	222
"	80	107	56	69	0.061	8.8	6.6	0.40	250
"	85	116	59	66	0.061	8.0	6.0	0.37	270
"	90	120	61	62	0.060	7.3	5.4	0.32	312
"	95	129	66	59	0.060	6.5	4.9	0.29	344
"	100	134	67	56	0.059	6.0	4.5	0.26	400

Benennung der Maschinen.	Anzahl d. Maschinen für 100 Webstühle.	Anzahl d. Maschinen, um täglich 100 Kilg. Garn von Nr. 30 bis 40 zu verweben.	Betriebskraft in Pfer- den für eine Maschine	Platz für die Aufstel- lung einer Maschine in Quadratmetern.	Umdrehungen der Triebrollen per 1 Minute.
Webstuhl	100	88	0 10	4 06	100
Schlichtmaschine	3 bis 4	2 6 bis 3 5	0 70	30	130 bis 140
Spuhlmachine mit 144 Spindeln	1	0 88	0 20	10	110 bis 120
Zettelmaschine	2	1 76	0 10	32	95

Eisenfabrikation.

Roheisenerzeugung.

413.

Eisengehalt verschiedener Erze.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht von dem Eisengehalt verschiedener Eisenerze.

Spezies.	Varietät.	Eisengehalt	
		Minimum	Maximum
Eisenoxydul	Magneteisenstein	0 80	0 90
Eisenoxyd	Eisenglanz	0 40	0 60
	Rotheisenstein	0 50	0 70
	Eisenocker	0 35	0 45
Eisenoxyd-Hydrat	Schwarzeisenstein	0 30	0 40
	Brauneisenstein	0 40	0 60
	Gelbeisenstein	0 35	0 55
Kohlensaures Eisenoxydul	Spatheisenstein, Eisenspath	0 45	0 65
	Brauneisenspath	0 35	0 45
	Thoniger Eisenspath	0 30	0 45
Eisensilikat	Oxydul	0 15	0 45
	Oxyd	0 15	0 45



414.

Das Rösten der Erze.

In einem Röstofen können in 24 Stunden 15000 bis 20000 Kilg. Erze geröstet werden, und für 100 Kilg. Erze sind 4 bis 5 Kilg. Steinkohlen erforderlich.

415.

Gewicht der Holzkohlen.

Das Gewicht von 1 Kubikmeter Holzkohle ist:

für Kohle aus Buchenholz (Knippelholz)	. .	260 bis 280	Kilg.
„ „ „ „ (Wipfelholz)	. . .	230 „ 240	„
„ „ „ Eichenholz (Knippel)	220 „ 230	„
„ „ „ „ gescheitert	. . .	200 „ 210	„
„ „ „ weichem Holz	140 „ 180	„
„ „ „ Fichten- und Tannenholz	. .	180 „ 220	„

416.

Verhältniss zwischen Holz und Kohle.

Das Gewichtsverhältniss zwischen Holz und Kohle ist:

1) wenn die Verkohlung schnell erfolgt	. . .	$\frac{12}{100}$ bis $\frac{18}{100}$
2) wenn die Verkohlung langsam erfolgt	. .	$\frac{32}{100}$ „ $\frac{33}{100}$
3) in den gewöhnlichen Fällen	$\frac{26}{100}$ „ $\frac{27}{100}$

Das Verhältniss zwischen dem Volumen der Kohle und dem Volumen des Holzes, aus welchem dasselbe entstanden ist, beträgt $\frac{35}{100}$ bis $\frac{50}{100}$. Die Haufen enthalten gewöhnlich 45 bis 60 Kubikmeter Holz. Die Dauer der Operation ist 6 bis 8 Tage.

417.

Gedörrtes Holz.

Man hat in neuerer Zeit versucht, halbverkohltes Holz statt Holzkohlen für den Betrieb der Hochöfen anzuwenden, und es haben sich dabei im Allgemeinen ökonomisch günstige Resultate ergeben. Das Dörren oder Halbverkohlen geschieht in gusseisernen

Kästen, die einer bis zu 300° erhitzten Luft ausgesetzt werden. Man erhält aus 100 Gewichtstheilen Holz 45 bis 60 Gewichtstheile gedörrtes Holz.

418.

Verkohlung der Steinkohlen. Coaksbereitung.

Wenn die Verkohlung in freien Haufen geschieht, erhält man unter günstigen Umständen:

aus 100 Gewichtstheilen	Gewichtstheile Coaks
fetten Kohlen	40 bis 45
mittleren Kohlen	50 „ 55
mageren Kohlen	60 „ 70

Die Dauer der Verkohlung ist bei ruhiger Luft:

für magere Kohlen . . .	14 bis 15 Stunden
für fette Kohlen	36 „ 48 „

Wenn die Verkohlung in geschlossenen Oefen geschieht, gewinnt man von 100 Kilogramm Steinkohlen 65 bis 69 Kilogramm Coaks. Die Dauer der Operation ist 21 bis 22 Stunden.

Erfahrungen über den Hochofenbetrieb mit Holzkohlen.

419.

Quantität der Produktion eines Ofens.

Die Roheisenmenge, welche ein Hochofen liefert, richtet sich vorzugsweise nach seinem grössten Horizontalquerschnitt, und nach der Luftmenge, die in den Ofen getrieben wird. Die Höhe des Ofens hat nur einen geringen Einfluss auf die Quantität der Produktion, vorausgesetzt, dass sie der Schmelzbarkeit der Erze ungefähr angemessen ist. — Für Erze, die ungefähr gleich leicht schmelzbar sind, geben die an Eisengehalt reichsten die grösste Produktion. — Um das Maximum der Produktion zu erhalten, muss die Höhe des Ofens für schwer schmelzbare Erze und für dichtere Kohlen grösser sein, als für leicht schmelzbare Erze und leichte Kohlen.

420.

Wind.

Die Luftmenge, welche in einen Hochofen mit Holzkohlenbetrieb eingeblasen werden muss, um einen günstigen Gang zu erhalten, beträgt für jeden Quadratmeter seines grössten Querschnitts

10·3 bis 12·8 Kubikmeter per 1 Minute. (Die Dichte der Luft auf jene der Atmosphäre zurückgeführt.) — Beträgt die Luftmenge bedeutend weniger, als so eben angegeben wurde, so nimmt die Quantität der Produktion ab, und der Kohlenaufwand nimmt verhältnissmässig zu. Beträgt die Luftmenge mehr, als oben angegeben wurde, so nimmt der Brennstoffaufwand zu, ohne dass die Eisenproduktion wächst.

421.

Verbrauch an Holzkohle.

Wenn der Gang eines Hochofens vortheilhaft geregelt ist, werden per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnittes 80 bis 100 Klg. Holzkohlen verbrannt. — Durch Vergleichung des Luftbedarfes mit dem Kohlenverbrauch ergibt sich, dass für 1 Klg. Holzkohle 7·69 Kubikmeter Luft erforderlich sind. — Der Aufwand an Holzkohle für 100 Kilg. Eisenproduktion ist für verschiedene Erze, wie folgt:

Beschaffenheit der Erze.	Eisengehalt der Erze in 100 Kilg. Erz	Holzkohlenaufwand in Klg. zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen
Leicht schmelzbare Erze	25 bis 30	66 bis 90
	30 „ 35	90 „ 110
	35 „ 40	120 „ 130
Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	30 „ 40	110 „ 140
	40 „ 50	140 „ 180
	50 „ 60	180 „ 210
Schwer schmelzbare Erze	30 „ 40	160 „ 200
	40 „ 50	210 „ 250
	50 „ 60	250 „ 300

Die unteren Grenzen für den Kohlenaufwand entsprechen der Produktion von weissem und halbweissem, die oberen Grenzen dagegen der Darstellung von grauem Roheisen.

Niedrige Oefen consumiren verhältnissmässig zur Produktion mehr Brennstoff als hohe Oefen.

422.

Hochofenbetrieb mit Coaks und mit kalter Luft.

Zu einem regelmässigen und vortheilhaften Betrieb eines Hochofens mit Coaks sind für jeden Quadratmeter seines Querschnittes 6 bis 8 Kubikmeter Luft erforderlich. — Bei dieser Luftmenge be-

trägt der Coaksverbrauch für jeden Quadratmeter Querschnitt und per 1 Stunde 50 bis 70 Kilog. — Ein Kilog. Coaks braucht daher zum Verbrennen 7.5 Kubikmeter Luft. Mit dieser Luftmenge braucht man zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen folgende Quantitäten Coaks.

Für leicht schmelzbare Erze	180 bis 210 Kilg.
„ Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	210 „ 260 „
„ schwer schmelzbare Erze	260 „ 300 „

423.

Spannung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsen.

Die für einen geregelten Hochofenbetrieb angemessene Spannung der Luft richtet sich vorzugsweise nach der Beschaffenheit des Brennstoffes. Der Unterschied zwischen dieser Spannung und dem äusseren atmosphärischen Luftdruck beträgt, in Quecksilberhöhen ausgedrückt:

	Centimeter
für Kohlen aus weichem Holz	2 bis 3
„ „ „ harzigen Hölzern	3 „ 4
„ „ „ hartem Holz	4 „ 6
„ leichte Coaks	8 „ 13
„ dichte Coaks	13 „ 19

424.

Hochofenbetrieb mit erhitzter Luft.

Ueber den Betrieb der Hochöfen mit erhitzter Luft hat man bis jetzt im Wesentlichen folgende Erfahrungen gemacht.

- 1) Die Schmelzung erfolgt sehr regelmässig und schnell. Die Produktion ist um die Hälfte grösser, als bei Anwendung von kalter Luft.
- 2) Der Brennstoffaufwand zur Darstellung einer gewissen Quantität Roheisen ist selbst in dem Falle, wenn die Luft nicht durch die abgehenden Hochofengase erhitzt wird, um $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{3}$ kleiner als bei Anwendung von kalter Luft.
- 3) Die Luftmenge, welche für eine gewisse Roheisenproduktion in den Hochofen getrieben werden muss, ist um $\frac{1}{4}$ und die Spannung in der Windleitung um $\frac{1}{3}$ kleiner, als bei kalter Luft.



- 4) Die Anwendung von erhitzter Luft gestattet, dass die Coaks durch Steinkohlen, und dass die Holzkohlen durch Holz im natürlichen oder gedörrten (halbverkohlten) Zustande ersetzt werden können.
- 5) Das Roheisen, welches bei Anwendung von erhitzter Luft erhalten wird, ist sehr weich, dunkelgrau, hat eine geringe Festigkeit, und ist, weil es die Formen sehr scharf ausfüllt, vorzugsweise für Gusswaaren geeignet.
- 6) Die Qualität des Schmiede Eisens, welches aus solchem Roheisen bereitet wurde, hat man bis jetzt in den meisten Fällen nicht befriedigend gefunden, was wohl seinen Grund darin haben mag, dass die Umstände, welche auf die Qualität des Eisens Einfluss haben, noch nicht genug bekannt sind, und erst durch weitere Erfahrungen ausgemittelt werden müssen.

425.

Schlackenbildung.

Eine quantitativ und qualitativ vortheilhafte Eisenproduktion ist immer mit einer gewissen Quantität von Schlackenbildung verbunden. Diese Schlackenbildung beträgt auf 100 Klg. Guss:

Für Coaksöfen, welche graues Gusseisen liefern	259 bis 298 Kilg. Schlacken
Für Coaksöfen, welche weisses oder halbweisses Gusseisen liefern	137 „ 201 „ „
Für Holzkohlenöfen, welche graues Gusseisen liefern	230 „ 280 „ „
Für Holzkohlenöfen, welche Roheisen für Schmiedeisen-Bereitung liefern	120 „ 170 „ „

426.

Zuschläge.

Diese haben den Zweck, entweder die in den Erzen in zu grosser Menge befindliche Kieselerde durch basische Erden zu sättigen, oder den Mangel an Kieselerde durch quarzige Substanzen zu ersetzen, oder auch durch Bildung von mehreren und zusammengesetzten Silikaten die Verschlackbarkeit der Erden zu erhöhen.

427.

Dimensionen der Hochöfen.

Die folgenden Regeln zur Bestimmung der Dimensionen eines Hochofens sind durch Vergleichung von 20 Hochöfen erhalten worden. Die Dimensionen, welche man durch diese Regeln erhält, sind daher nur mittlere Werthe, und müssen in jedem besonderen Fall nach dem Grad der Schmelzbarkeit der Erze und nach der Beschaffenheit des Brennmaterials modifizirt werden.

Nennt man:

E die in Kilog. ausgedrückte Roheisenmenge, welche ein Hochofen in 24 Stunden liefern soll;

k den Brennstoffbedarf in Kilog. zur Darstellung von 100 Kilog. Roheisen;

D den Durchmesser des grössten Horizontalquerschnittes des Ofens;

H die Höhe des Ofens, vom Boden des Herdes bis zur Gicht gemessen, das Kamin jedoch nicht mitgerechnet;

so ist:

$$\text{Für Holzkohlenöfen} \quad D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{k E}{216000}} \text{ Meter}$$

$$\text{Für Coaksöfen} \quad D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{k E}{117600}} \quad "$$

$$\text{Durchmesser der Gicht} \quad 0.43 D$$

$$\text{Der untere Durchmesser der Rast} \quad 0.31 D$$

$$\text{Die Weite des Herdes} \quad 0.22 D$$

$$\text{Länge des Herdes} \quad 0.605 D$$

$$\text{Höhe des Eisenkastens} \quad 0.183 D$$

$$\text{Höhe des Ofens vom Boden des}$$

$$\text{Herdes bis zur Gicht} \quad H = 3.43 D$$

$$\text{Höhe des Kamins über der Gicht} \quad 0.24 H$$

$$\text{Höhe des Schachtes} \quad 0.66 H$$

$$\text{Höhe der Rast} \quad 0.178 H$$

$$\text{Höhe des Gestelles} \quad 0.166 H$$

428.

*Produktionsfähigkeit, Brennstoffverbrauch und Luftbedarf
von Hochöfen von verschiedener Grösse.*

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht über die Produktion und Consumption von Hochöfen von verschiedener Grösse. Zur Berechnung dieser Tabelle wurde angenommen:





Für Coaksöfen . . .

235 Kilg. Coaks für 100 Kilg. Roheisen.
6·18 Kubikmeter Luft per 1 Minute und per
1 Quadratmeter Querschnitt.
49 Kilg. Coaks per 1 Stunde und per 1
Quadratmeter Querschnitt.

Für Holzkohlenöfen

160 Kilg. Holzkohlen für 100 Kilg. Roheisen.
11·56 Kubikmeter Luft per 1 Minute und
per 1 Quadratmeter Querschnitt.
90 Kilg. Holzkohlen per 1 Stunde und per
1 Quadratmeter Querschnitt.

D Weite des Ofens.	H Höhe des Ofens.	Holzkohlenöfen mit kalter Luft.			Coaksöfen mit kalter Luft.		
		Produktion an Roh-eisen in 24 Stund.	Holz-kohlen-verbrauch in 24 Stund.	Luftbe-darf in 1 Minute in Kubik-metern.	Produktion an Roh-eisen in 24 Stund.	Coaks-verbrauch in 24 Stund.	Luftbe-darf in 1 Minute in Kubik-metern.
Meter	Meter	Kilg.	Kilg.	.	Kilg.	Kilg.	
2·0	6·86	4241	6796	36·3	1570	3689	19·4
2·5	8·58	6615	10584	56·6	2450	5757	31·3
3·0	10·3	9544	15270	81·7	3535	8307	43·7
3·5	12·0	12987	20779	111·2	4810	11304	59·5
4·0	13·7	16956	27129	145·2	6280	14758	77·6
4·5	15·4	21465	34344	184·7	7950	18683	108·1
5·0	17·2	26501	42402	227·0	9815	23065	121·3

Hochofengebläse.

429.

Luftbedarf eines Hochofens.

Der Luftbedarf der Hochöfen ist, wie schon früher angegeben wurde:

Für Holzkohlenöfen	{	10·25 bis 12·85 Kubikmeter per 1 Minute und
		per 1 Quadratmeter des grössten Querschnitts.
Für Coaksöfen . . .	{	6·18 Kubikmeter per 1 Minute und per 1
		Quadratmeter des grössten Querschnittes.

430.

Pressung in der Windleitung.

Diese richtet sich nach der Natur des Brennstoffes; sie ist, in Quecksilberhöhen ausgedrückt:

	Centimeter
für leichte Kohlen aus Tannenholz	2 bis 3
„ Kohlen aus harzigem Holz . .	3 „ 5
„ Kohlen aus hartem Holz . .	4 „ 6
„ leichte Coaks	8 „ 13
„ dichte Coaks	13 „ 19

431.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese ist:

bei kleineren hölzernen Kastengebläsen . .	0·75 ^m bis 1 ^m
bei grösseren eisernen Cylindergebläsen . .	0·90 ^m „ 1·2 ^m

432.

Verhältniss zwischen der eingesaugten und ausgeblasenen Luftmenge.

Dieses Verhältniss ist:

bei hölzernen Kastengebläsen	$\frac{10}{6}$
bei eisernen Cylindergebläsen	$\frac{4}{3}$

433.

Querschnitt eines Gebläsecylinders oder eines Gebläsekastens.

Nennt man:

℔ das Luftvolumen, welches ein Cylinder oder ein Kasten per 1^m in den Hochofen liefern soll (auf 0° Temperatur reducirt);

t die Temperatur der eingesaugten Luft;
 O den Querschnitt eines Cylinders oder eines Kastens;
 v die Geschwindigkeit des Kolbens per 1";

so ist:

für einfach wirkende hölzerne Kastengebläse:

$$O = 2 \frac{10}{6} \frac{\mathfrak{B}}{v} (1 + 0.00367 t)$$

für doppeltwirkende eiserne Cylindergebläse:

$$O = \frac{4}{3} \frac{\mathfrak{B}}{v} (1 + 0.00367 t)$$

434.

Länge des Kolbenschubes.

Dieser ist bei Cylindergebläsen gleich dem Durchmesser des Kolbens; bei Kastengebläsen gleich $\frac{3}{4}$ von der Weite eines Kastens.

435.

Querschnitt der Saugventile.

Dieser ist bei Kastengebläsen gleich $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{12}$ vom Querschnitt eines Kastens; bei Cylindergebläsen gleich $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{9}$ vom Querschnitt eines Cylinders.

436.

Querschnitt der Druckventile.

Gleich $\frac{1}{22}$ vom Querschnitt des Cylinders oder des Kastens.

437.

Windleitung.

Für kalte Luft ist der Querschnitt der Windleitung gleich $\frac{1}{20}$ von der Summe der Querschnitte sämtlicher doppelt wirkenden Cylinder oder $\frac{1}{10}$ von der Summe der Querschnitte sämtlicher

einfach wirkenden Kasten. Für erhitze Luft muss dieser Querschnitt noch im Verhältniss $1 + 0.00367 T:1$ vermehrt werden. Hierbei bezeichnet T die Temperatur der eshitzen Luft.

438.

Regulator mit unveränderlichem Volumen.

Das Volumen eines solchen Regulators (Windkessels) soll 40 bis 60 Mal so gross sein, als das Luftvolumen, welches derselbe in jeder Sekunde aufzunehmen und abzugeben hat.

439.

Anzahl der Düsenöffnungen.

Holzkohlenöfen erhalten nur eine Düse, wenn die per 1 Minute einzublasende Luftmenge nicht mehr als 30 Kubikmeter beträgt. Coaksöfen erhalten immer wenigstens zwei Düsen. Beträgt die einzublasende Luftmenge 70 bis 100 Kubikmeter per 1 Minute, so sind drei Düsen erforderlich.

440.

Summe der Querschnitte sämtlicher Düsenöffnungen.

Nennt man:

- o die Summe der Querschnitte aller Düsenöffnungen;
 - W das Volumen, welches die Luft, die per 1" in den Hochofen getrieben werden soll, bei 0 Grad Temperatur und unter dem atmosphärischen Luftdruck einnimmt;
 - P die Pressung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsenöffnungen;
 - p die Pressung im Hochofen, welche nahe dem atmosphärischen Druck gleich ist;
 - T die Temperatur der Luft in der Windleitung;
 - k den Contraktionscoefficienten für die Düsenöffnungen. In Regel ist $k = 0.9$ bis 0.95 ;
 - U die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft aus den Düsenöffnungen tritt;
 - $g = 9.808$ die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper;
- so ist:

$$U = \sqrt{2g \frac{10333 (1 + 0.00367 T)}{1.3} \lognat \frac{P}{p}}$$
$$o = \frac{\mathfrak{B} (1 + 0.00367 T)}{k U}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten:

Pressung der Luft in der Windleitung in Quecksilber-Centimetern	T = 12°		T = 300°	
	U	$\frac{\mathfrak{B}}{o}$	U	$\frac{\mathfrak{B}}{o}$
2	64	57	93	40
3	79	71	114	49
4	91	82	132	57
6	110	99	159	68
8	126	113	183	79
10	141	127	204	88
12	153	138	222	95
14	165	148	239	103
16	175	157	253	109
18	185	166	268	115

441.

Betriebskraft für die Gebläse.

Nennt man:

- \mathfrak{B} das Volumen, welches die Luft, die per 1" in den Hochofen getrieben werden soll bei 0 Grad Temperatur und unter dem Druck der Atmosphäre einnimmt;
 - P die Pressung der Luft in der Windleitung auf 1 Quadratmeter;
 - N den Nutzeffekt, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, in Pferdekraften ausgedrückt;
- so ist:

$$N = \frac{1.7 \times 10333}{75} \lognat \frac{P}{10333} \times \mathfrak{B}$$

Die Resultate, welche diese Formel liefert, sind in folgender Tabelle enthalten:

Pressung in der Windleitung in Quecksilberhöhen	Centimeter									
	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
$\frac{N}{Q} = \frac{\text{Pferdekraft}}{\text{Luftvolumen}}$	9.2	11.4	13.6	17.8	22.3	28.6	34.7	38.7	40.7	48.5

442.

Apparate zur Erhitzung der Luft.

Vorteilhafteste Temperatur, bis zu welcher die Luft erhitzt werden soll	300°
Vorteilhafteste Heizfläche, um 1 Kubik- meter Luft per 1 Minute zu erhitzen .	0.8 bis 1 Quadratmeter
Vorteilhafteste Geschwindigkeit der Luft in den Wärmeröhren	10 ^m bis 11 ^m
Geschwindigkeit der Luft in der Röhre, durch welche sie von dem Heizapparat nach den Düsenöffnungen geleitet wird	10 ^m bis 11 ^m
Brennstoffaufwand, um 1 Ku- bikmeter Luft zu erhitzen	<div> <div>Holz . .</div> <div>$\frac{1}{15}$ Kilg.</div> <div>Steinkohlen</div> <div>$\frac{1}{30}$ „</div> </div>
Nutzeffekt des Heizapparats	0.5

Schmiedeeisen-Fabrikation.

Nach englischer Art.

443.

Verhältnisse zwischen Feineisen, Puddeleisen und fertigem Schmiedeeisen.

Roheisen Kilg.		Feineisen Kilg.		Puddeleisen Kilg.		Schmiedeeisen Kilg.
1.50	gibt	1.35	gibt	1.20	gibt	1.00
1.25	„	1.13	„	1.00	„	0.83
1.11	„	1.00	„	0.92	„	0.74
1.00	„	0.90	„	0.80	„	0.67

444.

Brennstoffaufwand für verschiedene Operationen.

Um 1 Kilg. Roheisen in Feineisen umzuwandeln, braucht man 0·303 bis 0·313 Kilg. Coaks.

Um 1 Kilg. Feineisen in Puddeleisen umzuwandeln, braucht man 1 Kilg. Steinkohlen.

Um 1 Kilg. weisses Roheisen zu puddeln, braucht man 1·4 bis 1·5 Kilg. Steinkohlen.

Wenn die Arbeitsmaschinen (Gebläse, Hämmer und Walzwerke) mit Dampfmaschinen getrieben werden, braucht man zum Betrieb derselben für jedes Kilg. fertiges Eisen $\frac{1}{5}$ Klg. Steinkohlen.

445.

Wöchentliche Produktion der Oefen und der Maschinen.

Eine Finerie mit 6 Düsen produziert per 1 Woche 130 Tonn. fein Metall

„ „ „ 4 „ „ „ 1 „ 90 „ „ „

„ „ „ 3 „ „ „ 1 „ 48 „ „ „

Ein Puddelofen liefert wöchentlich 17 Tonnen Eisen, wenn fein Metall, und 11 Tonnen, wenn Roheisen gepuddelt wird.

Wegen oftmal eintretender Reparaturen muss die Anzahl der Puddelöfen um die Hälfte grösser genommen werden.

Die Anzahl der Schweissöfen verhält sich zu jener der Puddelöfen wie 5:12.

446.

Abmessungen, Geschwindigkeiten, Betriebskräfte und wöchentliche Produktion der Maschinen.

Stirnhammer.

Gewicht des Hammerkörpers 4000 Kilg.

Gewicht des Amboss-Stockes 4000 „

Gewicht der Daumentrommel 4000 „

Halbmesser des Schwungrades 2·7^m

Anzahl der Schläge per 1 Minute 80 bis 90

Erhebung des Hammers über die Bahn 0·35 bis 0·40^m

Betriebskraft 12 bis 15 Pferde

Wöchentliche Produktion gleich jener von 10

bis 12 Puddelöfen oder ungefähr 70 bis 100 Tonnen

Quetscher.

Anzahl der Oscillationen per 1 Minute . . .	80 bis 90
Betriebskraft in Pferden	8 „ 10
Wöchentl. Produktion gleich der eines Stirn-	
hammers oder ungefähr	70 „ 100 Tonnen

Luppen-Train.

Dieser Train besteht gewöhnlich aus zwei Walzwerken. Das erste (Zängwalzwerk, Ebaucheur) hat concav quadratische Cannelirungen und dient zum Ausstrecken der Luppen. Das zweite hat flache viereckige Cannelirungen und dient zur Umformung der Stäbe, welche das erste Walzwerk geliefert hat, in längliche Platten.

Durchmesser der Zäng- und Formwalzen . . .	0·48 ^m bis 0·50 ^m
Länge der Walzen	1·60 ^m „ 1·70 ^m
Durchmesser der Zapfen an den Walzen . . .	0·26 ^m „ 0·27 ^m
Gewicht eines Walzenpaares	4500 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen der Walzen per 1 Minute:	

a) wenn die Luppen vorher unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	30 bis 40
b) wenn die Luppen, unmittelbar nachdem sie aus dem Puddelofen gezogen wurden, durch die Walzen gelassen werden	20 bis 30
Betriebskraft für den ganzen Train	20 Pferde

Wöchentliche Produktion des Trains:

a) wenn die Luppen zuerst unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	200 Tonnen
b) wenn die Luppen unmittelbar aus den Puddelöfen zwischen die Walzen gebracht werden	160 Tonnen

Ein Stirnhammer, ein Quetscher und ein Luppen-train erfordern zusammen eine Betriebskraft von 40 Pferden

Grosse Scheere.

Anzahl der Schnitte per 1 Minute	20 bis 30
Betriebskraft	2·5 bis 3
Wöchentliche Produktion	100 Tonnen

Grobeisen-Train.

Dieser besteht gewöhnlich aus 3 Walzwerken:

Erstes Walzwerk. Reckwalzen mit concavquadratischen Cannelirungen.

Zweites Walzwerk. Formwalzen mit quadratischen, runden, oder flach viereckigen Cannelirungen.

Drittes Walzwerk. Polirwalzen mit glatten Oberflächen.

Länge der Reck- und Formwalzen 1·45^m bis 1·55^m

Durchmesser der Walzen 0·36^m „ 0·40^m

Durchmesser der Zapfen an den Walzen . . 0·24^m „ 0·27^m

Gewicht eines Walzenpaares 1500 bis 2000 Kilg.

Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute . . 70 bis 80

Betriebskraft für den Train:

a) wenn immer entweder nur mit den Reckwalzen oder mit den Formwalzen gearbeitet wird 20 Pferde

b) wenn gleichzeitig mit allen Walzen gearbeitet wird 36 „

Wöchentliche Produktion { im Falle a . . . 60 Tonnen
im Falle b . . . 80 „

Feineisen-Train.

Dieser besteht gewöhnlich aus folgenden Walzwerken:

a) ein Walzwerk mit 3 Walzen und mit quadratischen Cannelirungen;

b) ein Walzwerk mit 3 Walzen mit flach viereckigen Cannelirungen;

c) ein schmales Walzwerk mit 2 Walzen mit runden Cannelirungen;

d) ein schmales Walzwerk mit 2 Walzen mit quadratischen Cannelirungen.

Durchmesser der Walzen von a, b, c, d . . . 0·20^m bis 0·24^m

Länge der Walzen von a und b 0·65^m „ 0·70^m

Länge der Walzen von c und d 0·16^m „ 0·20^m

Anzahl der Umdrehungen sämtlicher Walzen

per 1 Minute 200 bis 250

Betriebskraft für den ganzen Train 15 bis 20 Pferde

Wöchentliche Produktion 18 Tonnen.

Schneidwerk mit Scheiben.

Als Präparirwalzen dienen glatte Walzen von 0·35 bis 0·40^m Durchmesser, die per 1 Minute 42 bis 45 Umdrehungen machen.

Die wesentlichen Daten für die Anordnung eines Schneidwerkes sind:

Breite der Bänder. Millimet.	Durchmesser der Schneidscheiben. Meter.	Anzahl der Scheiben		Umdrehung per 1'.
		obere Walze.	untere Walze.	
3·5 bis 9	0·27	6	7	50
11 „ 14	0·30	5	6	47
14 „ 16	0·33	4	5	43
20 „ 23	0·36	3	4	39
Betriebskraft eines Schneidwerkes				4 bis 5 Pferde
Wöchentliche Produktion				65 Tonnen

Blechwalzwerk.

Die Länge der Walzen richtet sich nach der Breite der Bleche. Die folgende Tabelle gibt angemessene Dimensionen für Walzen von verschiedener Länge.

Breite der Bleche. Meter	Länge der Walzen. Meter	Durchmesser der Walzen. Meter	Durchmesser der Zapfen. Meter
0·40 <i>15 3/4 Zoll</i>	0·50 <i>19 1/2 Zoll</i>	0·24 <i>9 1/2 Zoll</i>	0·18 <i>7 1/2 Zoll</i>
0·88 <i>34 1/2 Zoll</i>	1·00 <i>39 3/8 Zoll</i>	0·37 <i>14 9/16 Zoll</i>	0·24 <i>9 5/8 Zoll</i>
1·30 <i>51 Zoll</i>	1·50 <i>58 1/2 Zoll</i>	0·50 <i>19 7/8 Zoll</i>	0·30 <i>11 3/4 Zoll</i>
1·80 <i>70 1/2 Zoll</i>	2·00 <i>78 1/2 Zoll</i>	0·60 <i>23 7/8 Zoll</i>	0·35 <i>13 1/2 Zoll</i>

Die Geschwindigkeit der Walzen richtet sich vorzugsweise nach der Dicke der Bleche.

Anzahl der Umdrehungen für dünne Bleche	40 per 1 Minute.
„ „ „ „ mittlere „	25 bis 30 per 1 Min.
„ „ „ „ starke „	20 „ 22 „ 1 „
100 Kilg. Schmiedeeisen geben	65 bis 75 Kilg. dickes Blech.
100 „ „ „ 50 „ 55 „	dünnes Blech.

Die Betriebskraft richtet sich nach dem Querschnitt der Bleche.				
Für Bleche von 1·8 ^m Breite und 0·01 ^m Dicke . .	60	Pferdekraft		
„ „ „ 1 ^m „ „ 0·005 ^m „ . .	40	„		
„ „ „ 0·5 ^m „ „ 0·003 ^m „ . .	20	„		

Die wöchentliche Produktion beträgt für jede Pferdekraft ungefähr $\frac{1}{4}$ Tonne.

Eisenbahn-Schienen-Train.

Durchmesser der Walzen	0·45 ^m bis 0·50 ^m
Länge der Walzen	1·20 ^m „ 1·40 ^m
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute	55 bis 65

$$\begin{array}{r}
 1\overline{)15} \\
 \underline{3} \\
 12 \\
 \underline{12} \\
 0
 \end{array}$$

$$\begin{array}{r}
 1\overline{)15} \\
 \underline{3} \\
 12 \\
 \underline{12} \\
 0
 \end{array}$$

Betriebskraft	40 bis 50 Pferde
Wöchentliche Produktion	42 „ 54 Tonnen

Die totale Betriebskraft einer englischen Schmiede ist der wöchentlichen Eisenproduktion proportional und beträgt für jede Tonne der wöchentlichen Produktion 0·6 Pferdekraft. Dabei ist die Betriebskraft für das Gebläse nicht mitgerechnet.

447.

*Allgemeine Regeln über den Bau der Maschinen
zur Eisenfabrikation.*

Bei dem Bau dieser Maschinen, so wie überhaupt bei dem Bau aller Maschinen, die heftige Stösse auszuhalten haben, müssen folgende Regeln beobachtet werden.

- 1) Müssen diese Maschinen im Allgemeinen stärker gebaut werden, als solche, die nur Widerstände zu überwinden haben. Macht man die Zapfen und Wellen um die Hälfte stärker, als bei gewöhnlichen Triebwerken und bestimmt alle übrigen Dimensionen nach den Verhältnisszahlen, welche im dritten Abschnitt für die Konstruktion der Maschinenbestandtheile angegeben wurden, so erhält man praktisch brauchbare Abmessungen.
- 2) Es müssen vorzugsweise diejenigen Theile sehr stark gemacht werden, welche kostspielig sind, und deren Wiederersetzung mit Zeitverlust und Unkosten verbunden ist.
- 3) Um sich zu versichern, dass die so eben bezeichneten Bestandtheile nicht brechen, muss man andere Bestandtheile, die weniger kostspielig sind, und die leicht ersetzt werden können, nur so stark machen, dass sie zwar den Normalwiderstand hinreichend überwältigen können, dass sie aber zuerst brechen, wenn überhaupt Umstände eintreten, bei welchen ein Bruch unvermeidlich wird. Desshalb sind bei den Walzwerken die Kupplungshülsen die schwächsten Theile.
- 4) Die gerippten Formen, vermittelt welcher Maschinen, die nur Widerstände zu überwinden haben, mit dem geringsten Materialaufwand hinreichende Festigkeit erhalten, sind bei Maschinen, die Stösse auszuhalten haben, nicht zweckmässig. Die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Stösse richtet sich vorzugsweise nach dem Volumen und nicht nach der Form der Körper. Gedrungene Formen sind daher für diese Maschinen am geeignetsten.

- 5) Das Material soll vorzugsweise dahin concentrirt werden, wo die stossweise Bewegungskommithellung zunächst erfolgt.
- 6) Die Fundamente zur Aufstellung dieser Maschinen sollen aus Holz hergestellt werden, und die Verbindung aller Theile soll in der Art geschehen, dass eine kleine Nachgiebigkeit des hölzernen Fundamentes ohne Brechen eines Maschinentheiles statt finden kann.

448.

Schwungräder für Walzwerke.

Nennt man:

P das Gewicht des Schwungringes in Kilg.;

V die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes in Metern und in einer Sekunde;

N die Pferdekraft der Betriebsmaschine;

n die Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades in einer Minute;

so hat man zur Bestimmung von P folgende empirische Formel:

$$P = 13230000 \frac{\sqrt{N}}{n V^2}$$

Hammerwerke zur Darstellung des Stabeisens.

449.

Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise zum Zängen und Ausstrecken der Luppen angewendet. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richten sich nach der Grösse der Luppen. Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für solche Luppenhämmer.

Gewicht der Luppe.	Gewicht des Hammers ohne Stiel.	Hubhöhe des Hammers über d. Bahn.	Anzahl der Schläge per 1 Minute
Kilg	Kilg	Meter	
25	250	0.40	160
30	300	0.43	140
40	400	0.46	120
50	500	0.50	100



Zum Zängen und Ausstrecken einer Luppe sind 35 Minuten erforderlich. Bei ununterbrochener Arbeit könnten demnach in 12 Stunden Arbeitszeit 18 Luppen gezängt und ausgestreckt werden.

450.

Schwanzhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise gebraucht, um die starken Stangen, welche vermittelt der Aufwerfhämmer aus den Luppen erhalten wurden, weiter auszustrecken, um flaches, quadratisches, rundes oder gezaintes Eisen von schwächeren Querschnittsdimensionen zu erhalten. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richten sich nach der Stärke des darzustellenden Eisens.

Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für grosse, mittlere und kleine Schwanzhämmer.

Starkes Eisen.

a) Flacheisen . . .	{	Breite 0 04 — 0 06 ^m — 0 15 ^m
		Dicke 0 008 — 0 01 ^m — 0 02 ^m
b) Bandeisen . . .	{	Breite 0 054 — 0 06 — 0 07 — 0 08 ^m
		Dicke 0 010 — 0 015 — 0 015 — 0 03 ^m
c) Stabeisen . . .	{	Breite 0 030 — 0 035 — 0 035 — 0 04 ^m
		Dicke 0 010 — 0 026 — 0 014 — 0 016 ^m
d) Quadratisches Eisen		Dicke 0 02 — 0 025 — 0 06

Zur Darstellung dieser Eisensorten werden Hämmer gebraucht von 250 Kilg. Gewicht (ohne Stiel), 0 50^m bis 0 60^m Hubhöhe über der Bahn und die per 1 Minute 100 bis 160 Schläge machen.

Bei ununterbrochener Arbeit werden in 12 Stunden 6000 Kilg. Eisen produziert.

Mittelstarkes Stabeisen.

a) Flacheisen . . .	{	Breite 0 03 — 0 04
		Dicke 0 007 — 0 009
b) Stabeisen . . .	{	Breite 0 025 — 0 03
		Dicke 0 008 — 0 012
c) Quadratisches Eisen		Dicke 0 015 — 0 02

Diese Eisensorten werden mit Hämmern gemacht, die ohne Stiel 100 Kilg. wiegen, 0 35^m bis 0 45^m hoch über die Bahn gehoben werden und per 1 Minute 140 bis 200 Schläge machen.

Schwachtes Eisen.

a) Bandeisen		Breite 0·015 — 0·035
		Dicke 0·004 — 0·007
b) Quadratisches und gezaintes Eisen . .		Dicke 0·005 — 0·008
c) Rundeisen		Dicke 0·007 — 0·03

Hierzu haben die Hämmer 50 Kilg. Gewicht, 0·25 — 0·3^m Hubhöhe und machen per 1 Minute 240 bis 300 Schläge.

Mit diesen kleinen Hämmern werden in 12 Arbeitsetunden 1200 bis 1500 Kilg. Eisen geschmiedet.

451.

Grosse Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise in England angewendet, um grosse Maschinenbestandtheile, als: Wellen, Kurbeln, Kurbel-axen für Lokomotive etc., aus Schmiedeisen anzufertigen. Dies geschieht durch Zusammenschweissen von dünnen Stäben oder Platten und durch Ausstrecken unter dem Hammer. Das Gewicht dieser Hämmer richtet sich theils nach dem Gewicht der zu bearbeitenden Gegenstände, theils nach dem Querschnitt derselben. Um Lokomotiv-Axen oder Wellen bis zu 16 Centm. Durchmesser zu schmieden, werden Hämmer angewendet, die, den Stiel mitgerechnet, 2000 bis 4000 Kilg. wiegen, 0·45^m Hubhöhe haben, und die in der Minute 80 bis 100 Schläge machen. Zur Anfertigung der grossen Wellen und Kurbeln für grosse Schiffsmaschinen haben die Hämmer oft ein Gewicht von 10000 Kilg. und machen in der Minute 60 bis 80 Schläge.

452.

Grosse Stirnhämmer.

Diese haben mit Einschluss des Stieles ein Gewicht von 2000 bis 4000 Kilg., eine Hubhöhe von 0·45 bis 0·50^m und machen 80 bis 100 Schläge per 1 Minute. Sie werden vorzugsweise zum Zangen der Puddelofenluppen gebraucht. Mit 20 bis 30 Schlägen ist eine Luppe fertig geschmiedet. Ein Hammer ist hinreichend für 10 bis 12 Puddelöfen.

453.

Nasmyth's Dampfhammer.

Diese Hämmer werden gegenwärtig vorzugsweise in den grösseren Constructionsateliers zu den grösseren Schweissarbeiten angewendet. Ihr Gewicht beträgt 1000 bis 4000 Kilg. und die Hubhöhe 0.6 bis 1^m. Sie machen im Minimum (wenn der ganze Hub gebraucht wird) 60 bis 80 Schläge per 1 Minute:

Wenn nur $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{4}$ des ganzen Hubes gebraucht wird, kann die Anzahl der Schläge 120 bis 160 per 1 Minute betragen.

454.

Nutzeffekt zum Betrieb der Hämmer.

Man kann annehmen: 1) dass die Erhebungszeit, die Fallzeit und die Ruhezeit gleich gross sind; 2) dass der Nutzeffekt zwei mal so gross ist als jener, welcher der Erhebung des Gewichts entspricht. Unter dieser Voraussetzung hat man zur Berechnung irgend eines Hammers folgende Gleichungen:

$$n r = \frac{3}{2\pi} s m$$

$$i n = m$$

$$E = \frac{P h m}{30} \text{ Kilgm.}$$

Die Bedeutung der Grössen ist:

P das Gewicht des Hammers und des Stieles;

h die Hubhöhe über den Ambos;

s Weg, den der Angriffspunkt des Hammers zurücklegt, während derselbe vom Daumen bewegt wird;

r der Halbmesser des Daumenring-Theilkreises;

n die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle in 1 Minute;

m Anzahl der Schläge des Hammers in 1 Minute;

i Anzahl der Daumen;

E der Nutzeffekt in Kilgm., welcher zum Betrieb des Hammers erforderlich ist.

455.

Schwungräder für Hämmer.

Der Erfahrung zufolge soll die lebendige Kraft des Schwungrades eines Hammers 5 bis 10 mal so gross sein als der Effekt der Betriebsmaschine.

Nennt man:

G das Gewicht des Schwungrings;

V die normale Umfangsgeschwindigkeit des Rings;

E den Nutzeffekt in Kilgm., welcher in 1" zum Betrieb des Hammers erforderlich ist;

so hat man;

- 1) Für grosse Stirn-, Aufwerf- und Schwanzhämmer $G V^2 = 100 E$
 - 2) Für Aufwerfhämmer zur Luppenarbeit . . . $G V^2 = 98 E$
 - 3) Für Schwanzhämmer von 250 Kilgm. Gewicht $G V^2 = 90 E$
 - 4) Für kleine Schwanzhämmer $G V^2 = 70 E$
-

III.

$$\sin \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}}, \quad \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}}$$

$$\operatorname{tang} \frac{1}{2} \alpha = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha} = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha}}$$

$$\sin \frac{1}{2} \alpha + \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{1 + \sin \alpha}$$

$$\sin \frac{1}{2} \alpha - \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{1 - \sin \alpha}$$

$$\sin \frac{1}{2} \alpha = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{1 + \sin \alpha} + \sqrt{1 - \sin \alpha} \right\}$$

$$\cos \frac{1}{2} \alpha = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{1 + \sin \alpha} - \sqrt{1 - \sin \alpha} \right\}$$

$$\frac{\cos 2 \alpha}{1 + \sin 2 \alpha} = \operatorname{tang} (45^\circ - \alpha)$$

IV.

$$\sin (\alpha \pm \beta) = \sin \alpha \cos \beta \pm \cos \alpha \sin \beta$$

$$\cos (\alpha \pm \beta) = \cos \alpha \cos \beta \mp \sin \alpha \sin \beta$$

$$\operatorname{tang} (\alpha \pm \beta) = \frac{\operatorname{tang} \alpha \pm \operatorname{tang} \beta}{1 \mp \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \beta}$$

$$\operatorname{tang} \alpha \pm \operatorname{tang} \beta = \frac{\sin (\alpha \pm \beta)}{\cos \alpha \cos \beta}$$

$$\cotg \alpha \pm \cotg \beta = \frac{\sin (\beta \mp \alpha)}{\sin \alpha \sin \beta}$$

V.

$$\sin \alpha + \sin \beta = 2 \sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$\sin \alpha - \sin \beta = 2 \cos \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$\cos \beta + \cos \alpha = 2 \cos \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$\cos \beta - \cos \alpha = 2 \sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

III.

$$\sin \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}}, \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}}$$

$$\operatorname{tang} \frac{1}{2} \alpha = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha} = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha}}$$

$$\sin \frac{1}{2} \alpha + \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{1 + \sin \alpha}$$

$$\sin \frac{1}{2} \alpha - \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{1 - \sin \alpha}$$

$$\sin \frac{1}{2} \alpha = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{1 + \sin \alpha} + \sqrt{1 - \sin \alpha} \right\}$$

$$\cos \frac{1}{2} \alpha = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{1 + \sin \alpha} - \sqrt{1 - \sin \alpha} \right\}$$

$$\frac{\cos 2 \alpha}{1 + \sin 2 \alpha} = \operatorname{tang} (45^\circ - \alpha)$$

IV.

$$\sin (\alpha \pm \beta) = \sin \alpha \cos \beta \pm \cos \alpha \sin \beta$$

$$\cos (\alpha \pm \beta) = \cos \alpha \cos \beta \mp \sin \alpha \sin \beta$$

$$\operatorname{tang} (\alpha \pm \beta) = \frac{\operatorname{tang} \alpha \pm \operatorname{tang} \beta}{1 \mp \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \beta}$$

$$\operatorname{tang} \alpha \pm \operatorname{tang} \beta = \frac{\sin (\alpha \pm \beta)}{\cos \alpha \cos \beta}$$

$$\operatorname{cotg} \alpha \pm \operatorname{cotg} \beta = \frac{\sin (\beta \mp \alpha)}{\sin \alpha \sin \beta}$$

V.

$$\sin \alpha + \sin \beta = 2 \sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$\sin \alpha - \sin \beta = 2 \cos \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$\cos \beta + \cos \alpha = 2 \cos \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$\cos \beta - \cos \alpha = 2 \sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$$

$$2 \sin \alpha \cos \beta = \sin (\alpha + \beta) + \sin (\alpha - \beta)$$

$$2 \cos \alpha \sin \beta = \sin (\alpha + \beta) - \sin (\alpha - \beta)$$

$$2 \cos \alpha \cos \beta = \cos (\alpha - \beta) + \cos (\alpha + \beta)$$

$$2 \sin \alpha \sin \beta = \cos (\alpha - \beta) - \cos (\alpha + \beta)$$

$$\sin (\alpha + \beta) \sin (\alpha - \beta) = \sin^2 \alpha - \sin^2 \beta$$

$$\cos (\alpha + \beta) \cos (\alpha - \beta) = \cos^2 \alpha - \sin^2 \beta$$

VI.

$$\arcsin x = \arccos \sqrt{1 - x^2} = \arctan \frac{x}{\sqrt{1 - x^2}}$$

$$\arccos x = \arcsin \sqrt{1 - x^2} = \arctan \frac{\sqrt{1 - x^2}}{x}$$

$$\arctan x = \arcsin \frac{x}{\sqrt{1 + x^2}} = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + x^2}}$$

Transformation der Coordinaten.

Es seien $x y z$ $x_1 y_1 z_1$ die rechtwinkligen Coordinaten eines Raumpunktes in Bezug auf zwei Coordinaten-Systeme, die einen gemeinschaftlichen Anfangspunkt haben.

$a b c$ die Cosinusse der Winkel, welche die Axe des x mit den Axen der $x_1 y_1 z_1$ bilden;

$a_1 b_1 c_1$ die Cosinusse der Winkel, welche die Axe des y mit den Axen der $x_1 y_1 z_1$ bilden;

$a_2 b_2 c_2$ die Cosinusse der Winkel, welche die Axe des z mit den Axen der $x_1 y_1 z_1$ bilden, so ist:

$$x = ax_1 + by_1 + cz_1$$

$$y = a_1x_1 + b_1y_1 + c_1z_1$$

$$z = a_2x_1 + b_2y_1 + c_2z_1$$

$$x_1 = ax + a_1y + a_2z$$

$$y_1 = bx + b_1y + b_2z$$

$$z_1 = cx + c_1y + c_2z$$

Zwischen den Grössen $a b c$ $a_1 b_1 c_1$ $a_2 b_2 c_2$ bestehen folgende Beziehungen:

$$a^2 + a_1^2 + a_2^2 = 1$$

$$ab + a_1 b_1 + a_2 b_2 = 0$$

$$b^2 + b_1^2 + b_2^2 = 1$$

$$ac + a_1 c_1 + a_2 c_2 = 0$$

$$c^2 + c_1^2 + c_2^2 = 1$$

$$bc + b_1 c_1 + b_2 c_2 = 0$$

$$a^2 + b^2 + c^2 = 1$$

$$aa_1 + bb_1 + cc_1 = 0$$

$$a_1^2 + b_1^2 + c_1^2 = 1$$

$$aa_2 + bb_2 + cc_2 = 0$$

$$a_2^2 + b_2^2 + c_2^2 = 1$$

$$a_1 a_2 + b_1 b_2 + c_1 c_2 = 0$$

$$a = b_1 c_2 - b_2 c_1 \quad a_1 = b_2 c - b c_2 \quad a_2 = b c_1 - b_1 c$$

$$b = a_2 c_1 - a_1 c_2 \quad b_1 = a c_2 - a_2 c \quad b_2 = a_1 c - a c_1$$

$$c = a_1 b_2 - a_2 b_1 \quad c_1 = a_2 b - a b_2 \quad c_2 = a b_1 - a_1 b$$

Nennt man Θ den Neigungswinkel der Ebenen xy und $x_1 y_1$, φ den Winkel, welchen die Durchschnittlinie der Ebenen xy und $x_1 y_1$ mit der Axe der x_1 bildet. ψ den Winkel, welchen die gleiche Durchschnittlinie mit der Axe der x bildet, so ist:

$$a = \cos \Theta \sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi$$

$$b = \cos \Theta \sin \psi \cos \varphi - \cos \psi \sin \varphi$$

$$c = \sin \Theta \sin \psi$$

$$a_1 = \cos \Theta \cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi$$

$$b_1 = \cos \Theta \cos \psi \cos \varphi + \sin \psi \sin \varphi$$

$$c_1 = \sin \Theta \cos \psi$$

$$a_2 = -\sin \Theta \sin \varphi$$

$$b_2 = -\sin \Theta \cos \varphi$$

$$c_2 = \cos \Theta$$

Reihen.

$$1 + \delta + 2\delta + 3\delta + \dots + (n-1)\delta = \frac{1}{2} n^2 \delta$$

$$a + aq + aq^2 + aq^3 + \dots + aq^{n-1} = \frac{a(q^n - 1)}{q - 1}$$

$$(1+x)^m = 1 + mx + \frac{m(m-1)}{1 \cdot 2} x^2 + \frac{m(m-1)(m-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} x^3 + \dots$$

$$e^x = 1 + x + \frac{x^2}{1 \cdot 2} + \frac{x^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \frac{x^4}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} + \dots$$

wobei $e = 2.71828$

$$a^x = 1 + x m + \frac{(x m)^2}{1 \cdot 2} + \frac{(x m)^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \dots$$

$$a^2 + a_1^2 + a_2^2 = 1$$

$$b^2 + b_1^2 + b_2^2 = 1$$

$$c^2 + c_1^2 + c_2^2 = 1$$

$$a^2 + b^2 + c^2 = 1$$

$$a_1^2 + b_1^2 + c_1^2 = 1$$

$$a_2^2 + b_2^2 + c_2^2 = 1$$

$$ab + a_1 b_1 + a_2 b_2 = 0$$

$$ac + a_1 c_1 + a_2 c_2 = 0$$

$$bc + b_1 c_1 + b_2 c_2 = 0$$

$$aa_1 + bb_1 + cc_1 = 0$$

$$aa_2 + bb_2 + cc_2 = 0$$

$$a_1 a_2 + b_1 b_2 + c_1 c_2 = 0$$

$$a = b_1 c_2 - b_2 c_1, \quad a_1 = b_2 c - b c_2, \quad a_2 = b c_1 - b_1 c$$

$$b = a_2 c_1 - a_1 c_2, \quad b_1 = a c_2 - a_2 c, \quad b_2 = a_1 c - a c_1$$

$$c = a_1 b_2 - a_2 b_1, \quad c_1 = a_2 b - a b_2, \quad c_2 = a b_1 - a_1 b$$

Nennt man Θ den Neigungswinkel der Ebenen xy und $x_1 y_1$, φ den Winkel, welchen die Durchschnittlinie der Ebenen xy um $x_1 y_1$ mit der Axe der x_1 bildet, ψ den Winkel, welchen die gleiche Durchschnittlinie mit der Axe der x bildet, so ist:

$$a = \cos \Theta \sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi$$

$$b = \cos \Theta \sin \psi \cos \varphi - \cos \psi \sin \varphi$$

$$c = \sin \Theta \sin \psi$$

$$a_1 = \cos \Theta \cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi$$

$$b_1 = \cos \Theta \cos \psi \cos \varphi + \sin \psi \sin \varphi$$

$$c_1 = \sin \Theta \cos \psi$$

$$a_2 = -\sin \Theta \sin \varphi$$

$$b_2 = -\sin \Theta \cos \varphi$$

$$c_2 = \cos \Theta$$

Reihen.

$$1 + \delta + 2\delta + 3\delta + \dots + (n-1)\delta = \frac{1}{2} n^2$$

$$a + aq + aq^2 + aq^3 + \dots + aq^{n-1} = \frac{a(q^n - 1)}{q - 1}$$

$$(1+x)^m = 1 + mx + \frac{m(m-1)}{1 \cdot 2} x^2 + \frac{m(m-1)(m-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} x^3 + \dots$$

$$e^x = 1 + x + \frac{x^2}{1 \cdot 2} + \frac{x^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \frac{x^4}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} + \dots$$

wobei $e = 2.71828$

$$a^x = 1 + x \ln a + \frac{(x \ln a)^2}{1 \cdot 2} + \frac{(x \ln a)^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \dots$$



$$\begin{aligned} \sin \alpha + \binom{m}{1} \sin (\alpha + \beta) + \binom{m}{2} \sin (\alpha + 2 \beta) + \dots = \\ = \left(\pm 2 \cos \frac{1}{2} \beta \right)^m \sin (\alpha + m \Theta) \end{aligned}$$

In diesen beiden Formeln ist $\sin \Theta = \pm \sin \frac{1}{2} \beta$ und bed die Symbole () die Binomial-Coeffizienten. Es sind die oberen die unteren Zeichen zu nehmen, je nachdem $\sin \frac{1}{2} \beta$ positiv negativ sind.

Bezeichnet man mit Σn^k die Summe der k^{ten} Potenzen ganzen Zahlen von 1 bis n , so ist:

$$\Sigma n = \frac{1}{2} n^2 + \frac{1}{2} n$$

$$\Sigma n^2 = \frac{1}{3} n^3 + \frac{1}{2} n^2 + \frac{1}{6} n$$

$$\Sigma n^3 = \frac{1}{4} n^4 + \frac{1}{2} n^3 + \frac{1}{2} n^2$$

$$\Sigma n^4 = \frac{1}{5} n^5 + \frac{1}{2} n^4 + \frac{1}{3} n^3 - \frac{1}{30} n$$

Kennt man von einer unbekannten Funktion $y = f(x)$ Werthe $y_1, y_2, y_3, y_4, \dots$ für x gleich $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots$ so kann man setzen:

$$y = \begin{vmatrix} y_1 & \frac{(x-x_2)(x-x_3)(x-x_4)\dots}{(x_1-x_2)(x_1-x_3)(x_1-x_4)\dots} \\ y_2 & \frac{(x-x_1)(x-x_3)(x-x_4)\dots}{(x_2-x_1)(x_2-x_3)(x_2-x_4)\dots} \\ y_3 & \frac{(x-x_1)(x-x_2)(x-x_4)\dots}{(x_3-x_1)(x_3-x_2)(x_3-x_4)\dots} \end{vmatrix}$$

Differenzialformeln.

$$dxy = x dy + y dx$$

$$d x^m = m x^{m-1} dx$$

$$d \frac{1}{x} = - \frac{dx}{x^2}$$

$$d \sin x = \cos x dx$$

$$d \cos x = - \sin x dx$$

$$d \tan x = \frac{dx}{\cos^2 x}$$

$$X = a + bx.$$

$$\int \frac{x dx}{X^2} = -\left(\frac{x}{b} + \frac{a}{2b^2}\right) \frac{1}{X^2}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{X^2} = \left(\frac{2ax}{b^2} + \frac{3a^2}{2b^3}\right) \frac{1}{X^2} + \frac{1}{b^3} \log X$$

$$\int \frac{dx}{xX} = \frac{1}{a} \log \frac{x}{X}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X} = -\frac{1}{ax} + \frac{b}{a^2} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{x^3 X} = -\frac{1}{2ax^2} + \frac{b}{a^2 x} - \frac{b^2}{a^3} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{x^m X} = -\frac{1}{(m-1)ax^{m-1}} - \frac{b}{a} \int \frac{dx}{x^{m-1} X}$$

$$\int \frac{dx}{x X^2} = \frac{1}{aX} - \frac{1}{a^2} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X^2} = -\left(\frac{1}{ax} + \frac{2b}{a^2}\right) \frac{1}{X} + \frac{2b}{a^3} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{X}} = \frac{2}{b} \sqrt{X}$$

$$\int \frac{x dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{1}{3} X - a\right) \frac{2\sqrt{X}}{b^2}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{1}{5} X^2 - \frac{2}{3} aX + a^2\right) \frac{2\sqrt{X}}{b^3}$$

$$\int \frac{x^3 dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{1}{7} X^3 - \frac{3}{5} aX^2 + a^2 X - a^3\right) \frac{2\sqrt{X}}{b^4}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{x\sqrt{X}} &= \frac{1}{\sqrt{a}} \log \frac{\sqrt{X} - \sqrt{a}}{\sqrt{X} + \sqrt{a}}, \text{ wenn } a \text{ positiv,} \\ &= \frac{2}{\sqrt{-a}} \operatorname{arc tang} \frac{\sqrt{X}}{\sqrt{-a}}, \text{ wenn } a \text{ negativ} \end{aligned}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 \sqrt{X}} = -\frac{\sqrt{X}}{ax} - \frac{b}{2a} \int \frac{dx}{x \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{x^3 \sqrt{X}} = -\left(\frac{1}{2ax^2} - \frac{3b}{4a^2 x}\right) \sqrt{X} + \frac{3b^2}{8a^3} \int \frac{dx}{x \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2}{b\sqrt{X}}$$

$$X = a + bx.$$

$$\int \frac{x dx}{X^2} = -\left(\frac{x}{b} + \frac{a}{2b^2}\right) \frac{1}{X^2}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{X^2} = \left(\frac{2ax}{b^2} + \frac{3a^2}{2b^3}\right) \frac{1}{X^2} + \frac{1}{b^2} \log X$$

$$\int \frac{dx}{xX} = \frac{1}{a} \log \frac{x}{X}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X} = -\frac{1}{ax} + \frac{b}{a^2} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{x^3 X} = -\frac{1}{2ax^2} + \frac{b}{a^2 x} - \frac{b^2}{a^3} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{x^m X} = -\frac{1}{(m-1)ax^{m-1}} - \frac{b}{a} \int \frac{dx}{x^{m-1} X}$$

$$\int \frac{dx}{x X^2} = \frac{1}{aX} - \frac{1}{a^2} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X^2} = -\left(\frac{1}{ax} + \frac{2b}{a^2}\right) \frac{1}{X} + \frac{2b}{a^2} \log \frac{X}{x}$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{X}} = \frac{2}{b} \sqrt{X}$$

$$\int \frac{x dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{1}{3} X - a\right) \frac{2\sqrt{X}}{b^2}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{1}{5} X^2 - \frac{2}{3} aX + a^2\right) \frac{2\sqrt{X}}{b^3}$$

$$\int \frac{x^3 dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{1}{7} X^3 - \frac{3}{5} aX^2 + a^2 X - a^3\right) \frac{2\sqrt{X}}{b^4}$$

$$\int \frac{dx}{x\sqrt{X}} = \frac{1}{\sqrt{a}} \log \frac{\sqrt{X} - \sqrt{a}}{\sqrt{X} + \sqrt{a}}, \text{ wenn } a \text{ positiv,}$$

$$= \frac{2}{\sqrt{-a}} \arctan \frac{\sqrt{X}}{\sqrt{-a}}, \text{ wenn } a \text{ negativ}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 \sqrt{X}} = -\frac{\sqrt{X}}{ax} - \frac{b}{2a} \int \frac{dx}{x\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{x^3 \sqrt{X}} = -\left(\frac{1}{2ax^2} - \frac{3b}{4a^2 x}\right) \sqrt{X} + \frac{3b^2}{8a^2} \int \frac{dx}{x\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2}{b\sqrt{X}}$$

$$X = a + b x.$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt[3]{X}} = \frac{3\sqrt[3]{X^2}}{2b}$$

$$\int \frac{x dx}{\sqrt[3]{X}} = \left(\frac{1}{3}X - \frac{1}{2}a\right) \frac{3\sqrt[3]{X^2}}{b^2}$$

$$\int \frac{dx}{x\sqrt[3]{X}} = \frac{1}{\sqrt[3]{a}} \left[\frac{3}{2} \log \frac{\sqrt[3]{X} - \sqrt[3]{a}}{\sqrt[3]{x}} + \sqrt{3} \cdot \arctang \frac{\sqrt{3} \cdot \sqrt[3]{X}}{\sqrt[3]{X} + 2\sqrt[3]{a}} \right]$$

$$\int dx \cdot \sqrt[3]{X} = \frac{3X\sqrt[3]{X}}{4b}$$

$$\int dx \cdot \sqrt[3]{X^2} = \frac{3X\sqrt[3]{X}}{5b}$$

$$\int \frac{dx}{X\sqrt{x}} = \pm \frac{2}{\sqrt{ab}} \arctang \sqrt{\frac{bx}{a}}, \text{ wenn } a \text{ und } b \text{ gleiche Zeichen haben;}$$

$$= \frac{1}{\sqrt{(-ab)}} \log \frac{a - bx + 2\sqrt{x} \cdot \sqrt{(-ab)}}{X}, \text{ wenn } a \text{ und } b \text{ ungleiche Zeichen haben;}$$

$$\int \frac{dx}{X^2\sqrt{x}} = \frac{\sqrt{x}}{aX} + \frac{1}{2a} \int \frac{dx}{X\sqrt{x}}$$

$$\int \frac{dx\sqrt{x}}{X} = \frac{2\sqrt{x}}{b} - \frac{a}{b} \int \frac{dx}{X\sqrt{x}}$$

$$\int \frac{xdx\sqrt{x}}{X} = \left(\frac{x}{3b} - \frac{a}{b^2}\right) 2\sqrt{x} + \frac{a^2}{b^2} \int \frac{dx}{X\sqrt{x}}$$

$$\int \frac{dx\sqrt{x}}{X^2} = -\frac{\sqrt{x}}{bX} + \frac{1}{2b} \int \frac{dx}{X\sqrt{x}}$$

$$\int \frac{xdx\sqrt{x}}{X^2} = \frac{2x\sqrt{x}}{bX} - \frac{3a}{b} \int \frac{dx\sqrt{x}}{X^2}$$

$$\int \frac{dx}{X\sqrt{x}} = \frac{1}{bk^2\sqrt{2}} \left[\log \frac{x + k\sqrt{2x+k^2}}{\sqrt{X}} + \arctang \frac{k\sqrt{2x}}{k^2 - x} \right]$$

wenn a und b dieselben Zeichen haben, wo $k = \sqrt[4]{\frac{a}{b}}$ ist;

$$X = a + b x^2.$$

$$\int \frac{x dx}{X} = \frac{1}{2b} \log X$$

$$\int \frac{x^2 dx}{X} = \frac{x}{b} - \frac{a}{b} \int \frac{dx}{X}$$

$$\int \frac{x^3 dx}{X} = \frac{x^2}{2b} - \frac{a}{b} \int \frac{x dx}{X}$$

$$\int \frac{x dx}{X^2} = -\frac{1}{2bX}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{X^2} = -\frac{x}{2bX} + \frac{1}{2b} \int \frac{dx}{X}$$

$$\int \frac{x^3 dx}{X^2} = \frac{a}{2b^2X} + \frac{1}{2b^2} \log X$$

$$\int \frac{dx}{X^2} = \left(\frac{3bx^2}{8a^2} + \frac{5x}{8a} \right) \frac{1}{X^2} + \frac{3}{8a^2} \int \frac{dx}{X}$$

$$\int \frac{dx}{xX} = \frac{1}{2a} \log \frac{x^2}{X}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X} = -\frac{1}{ax} - \frac{b}{a} \int \frac{dx}{X}$$

$$\int \frac{dx}{x X^2} = \frac{1}{2aX} + \frac{1}{a} \int \frac{dx}{xX}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X^2} = -\left(\frac{1}{ax} + \frac{3bx}{2a^2} \right) \frac{1}{X} - \frac{3b}{2a^2} \int \frac{dx}{X}$$

$$\int \frac{dx}{X^m} = \frac{x}{2(m-1)aX^{m-1}} + \frac{2m-3}{2a(m-1)} \int \frac{dx}{X^{m-1}}$$

$$\int \frac{x^m dx}{X} = \frac{x^{m-1}}{b(m-1)} - \frac{a}{b} \int \frac{x^{m-2} dx}{X}$$

$$\int \frac{x^m dx}{X^2} = \frac{x^{m-1}}{b(m-3)X} - \frac{a(m-1)}{b(m-3)} \int \frac{x^{m-2} dx}{X^2}$$

$$\int \frac{dx}{x^m X} = -\frac{1}{a(m-1)x^{m-1}} - \frac{b}{a} \int \frac{dx}{x^{m-2} X}$$

$$\int \frac{dx}{x^m X^2} = -\frac{1}{a(m-1)x^{m-1}X} - \frac{b(m+1)}{a(m-1)} \int \frac{dx}{x^{m-2} X^2}$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{X}} = \frac{1}{\sqrt{b}} \log [x\sqrt{b} + \sqrt{X}], \text{ wenn } b \text{ positiv}$$

$$X = a + b x^2.$$

$$\int dx \sqrt{X} = \frac{1}{2} x \sqrt{X} + \frac{a}{2\sqrt{-b}} \arcsin x \sqrt{-\frac{b}{a}} \text{ wenn } b \text{ negativ;}$$

$$\int x dx \sqrt{X} = \frac{X \sqrt{X}}{3b}$$

$$\int x^2 dx \sqrt{X} = \frac{x X \sqrt{x}}{4b} - \frac{a}{4b} \int dx \sqrt{X}$$

$$\int x^3 dx \sqrt{X} = \left(\frac{x^2}{5b} - \frac{2a}{15b^2} \right) X \sqrt{X}$$

$$\int \frac{dx \sqrt{X}}{x} = \sqrt{X} + a \int \frac{dx}{x \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx \sqrt{X}}{x^2} = -\frac{\sqrt{X}}{x} + b \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx \sqrt{X}}{x^3} = -\frac{\sqrt{X}}{2x^2} + \frac{b}{2} \int \frac{dx}{x \sqrt{X}}$$

$$\int dx \cdot X^{\frac{3}{2}} = \left(\frac{X}{4} + \frac{3a}{8} \right) x \sqrt{X} + \frac{3a^2}{8} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int x dx \cdot X^{\frac{3}{2}} = \frac{X^2 \sqrt{X}}{5b}$$

$$\int x^2 dx \cdot X^{\frac{3}{2}} = \frac{x X^2 \sqrt{X}}{6b} - \frac{a}{6b} \int dx \cdot X^{\frac{3}{2}}$$

$$\int \frac{dx \cdot X^{\frac{3}{2}}}{x} = \left(\frac{X}{3} + a \right) \sqrt{X} + a^2 \int \frac{dx}{x \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx \cdot X^{\frac{3}{2}}}{x^2} = -\frac{X^2 \sqrt{X}}{ax} + \frac{4b}{a} \int dx \cdot X^{\frac{3}{2}}$$

$$\int \frac{dx}{X \sqrt{x}} = \frac{1}{bk^3 \sqrt{2}} \left[\log. \frac{x+k \sqrt{2x+k^2}}{\sqrt{X}} + \arctan \frac{k \sqrt{2x}}{k^2-x} \right]$$

wenn a und b gleiche Zeichen haben, und $k = \sqrt[4]{\frac{a}{b}}$ ist;

$$\int \frac{dx}{X \sqrt{x}} = \frac{1}{2bk^3} \left[\log \frac{k-\sqrt{x}}{k+\sqrt{x}} - 2 \arctan \frac{\sqrt{x}}{k} \right]$$

wenn a und b verschiedene Zeichen haben, und $k = \sqrt{-\frac{a}{b}}$ ist;

$$X = ax + bx^2.$$

$$\int \frac{x^3 dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{x^2}{2b} - \frac{5ax}{12b^2} + \frac{5a^2}{8b^3} \right) \sqrt{X} - \frac{5a^3}{16b^3} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{x\sqrt{X}} = -\frac{2\sqrt{X}}{ax}$$

$$\int \frac{dx}{x^2\sqrt{X}} = -\left(\frac{1}{3ax^2} - \frac{2b}{3a^2x} \right) 2\sqrt{X}$$

$$\int \frac{dx}{x^3\sqrt{X}} = -\left(\frac{1}{5ax^3} - \frac{4b}{15a^2x^2} + \frac{8b^2}{15a^3x} \right) 2\sqrt{X}$$

$$\int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2(a+2bx)}{a^2\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x dx}{X^{\frac{3}{2}}} = \frac{2x}{a\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2x}{b\sqrt{X}} + \frac{1}{b} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{x X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2}{3ax\sqrt{X}} - \frac{4b}{3a} \int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}}$$

$$\int \frac{dx}{x^2 X^{\frac{3}{2}}} = -\left(\frac{1}{5ax^2} - \frac{2b}{5a^2x} \right) \frac{2}{\sqrt{X}} + \frac{8b^2}{5a^2} \int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}}$$

$$\int dx\sqrt{X} = \left(\frac{x}{2} + \frac{a}{4b} \right) \sqrt{X} - \frac{a^2}{8b} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int x dx\sqrt{X} = \frac{X\sqrt{X}}{3b} - \frac{a}{2b} \int dx\sqrt{X}$$

$$\int x^2 dx\sqrt{X} = \left(\frac{x}{4b} - \frac{5a}{24b^2} \right) X\sqrt{X} + \frac{5a^2}{16b^2} \int dx\sqrt{X}$$

$$\int \frac{dx\sqrt{X}}{x} = \sqrt{X} + \frac{a}{2} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx\sqrt{X}}{x^2} = -\frac{2\sqrt{X}}{x} + b \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int dx X^{\frac{3}{2}} = \left(\frac{X}{b} - \frac{3a^2}{8b^2} \right) \frac{a+2bx}{8} \sqrt{X} + \frac{3a^4}{128b^2} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int x dx X^{\frac{3}{2}} = \frac{X^2\sqrt{X}}{5b} - \frac{a}{2b} \int dx X^{\frac{3}{2}}$$

$$X = a + b x + c x^2 \text{ und } k = 4 a c - b^2.$$

$$\begin{aligned} \int \frac{d x}{\sqrt{X}} &= \frac{1}{\sqrt{c}} \log [b + 2 c x + 2 c^{\frac{1}{2}} \sqrt{X}], \text{ wenn } c \text{ positiv ist,} \\ &= -\frac{1}{\sqrt{-c}} \arcsin \frac{b + 2 c x}{\sqrt{(b^2 - 4 a c)}}, \text{ wenn } c \text{ negativ ist,} \end{aligned}$$

$$\int \frac{d x}{X^{\frac{3}{2}}} = \frac{2 (b + 2 c x)}{k \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{d x}{X^{\frac{5}{2}}} = 2 \left(\frac{1}{3 k X} + \frac{8 c}{3 k^2} \right) \frac{(b + 2 c x)}{\sqrt{X}}$$

$$\int d x \sqrt{X} = \frac{(b + 2 c x) \sqrt{X}}{4 c} + \frac{k}{8 c} \int \frac{d x}{\sqrt{X}}$$

$$\int d x \cdot X^{\frac{3}{2}} = \left(\frac{X}{8 c} + \frac{3 k}{64 c^2} \right) (b + 2 c x) \sqrt{X} + \frac{3 k^2}{128 c^2} \int \frac{d x}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x d x}{\sqrt{X}} = \frac{\sqrt{X}}{c} - \frac{b}{2 c} \int \frac{d x}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x^2 d x}{\sqrt{X}} = \left(\frac{x}{2 c} - \frac{3 b}{4 c^2} \right) \sqrt{X} + \left(\frac{3 b^2}{8 c^2} - \frac{a}{2 c} \right) \int \frac{d x}{\sqrt{X}}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{d x}{x \sqrt{X}} &= \frac{1}{\sqrt{a}} \log \frac{2 a + b x + 2 a^{\frac{1}{2}} \sqrt{X}}{x}, \text{ wenn } a \text{ positiv ist} \\ &= -\frac{1}{\sqrt{-a}} \arctan \frac{2 a + b x}{2 \sqrt{-a} \sqrt{X}}, \text{ wenn } a \text{ negativ ist} \end{aligned}$$

$$\int \frac{d x}{x^2 \sqrt{X}} = -\frac{\sqrt{X}}{a x} - \frac{b}{2 a} \int \frac{d x}{x \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{d x}{x^3 \sqrt{X}} = -\left(\frac{1}{2 a x^2} - \frac{3 b}{4 a^2 x} \right) \sqrt{X} + \left(\frac{3 b^2}{8 a^2} - \frac{c}{2 a} \right) \int \frac{d x}{x \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{d x}{X^{\frac{3}{2}}} = \frac{2 (b + 2 c x)}{k \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x d x}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2 (2 a + b x)}{k \sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x^2 d x}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{(4 a c - 2 b^2) x - 2 a b}{c k \sqrt{X}} + \frac{1}{c} \int \frac{d x}{\sqrt{X}}$$

$$X = a + bx + cx^2 \text{ und } k = 4ac - b^2.$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{X}} = \frac{1}{\sqrt{c}} \log [b + 2cx + 2c^{\frac{1}{2}} \sqrt{X}], \text{ wenn } c \text{ positiv ist,}$$

$$= -\frac{1}{\sqrt{-c}} \arcsin \frac{b+2cx}{\sqrt{(b^2-4ac)}}, \text{ wenn } c \text{ negativ ist}$$

$$\int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}} = \frac{2(b+2cx)}{k\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{X^{\frac{5}{2}}} = 2 \left(\frac{1}{3kX} + \frac{8c}{3k^2} \right) \frac{(b+2cx)}{\sqrt{X}}$$

$$\int dx \sqrt{X} = \frac{(b+2cx)\sqrt{X}}{4c} + \frac{k}{8c} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int dx \cdot X^{\frac{3}{2}} = \left(\frac{X}{8c} + \frac{3k}{64c^2} \right) (b+2cx) \sqrt{X} + \frac{3k^2}{128c^2} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x dx}{\sqrt{X}} = \frac{\sqrt{X}}{c} - \frac{b}{2c} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{\sqrt{X}} = \left(\frac{x}{2c} - \frac{3b}{4c^2} \right) \sqrt{X} + \left(\frac{3b^2}{8c^2} - \frac{a}{2c} \right) \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{x\sqrt{X}} = \frac{1}{\sqrt{a}} \log \frac{2a+bx+2a^{\frac{1}{2}}\sqrt{X}}{x}, \text{ wenn } a \text{ positiv ist}$$

$$= -\frac{1}{\sqrt{-a}} \arctan \frac{2a+bx}{2\sqrt{-a}\sqrt{X}}, \text{ wenn } a \text{ negativ ist}$$

$$\int \frac{dx}{x^2\sqrt{X}} = -\frac{\sqrt{X}}{ax} - \frac{b}{2a} \int \frac{dx}{x\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{x^3\sqrt{X}} = -\left(\frac{1}{2ax^2} - \frac{3b}{4a^2x} \right) \sqrt{X} + \left(\frac{3b^2}{8a^2} - \frac{c}{2a} \right) \int \frac{dx}{x\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{dx}{X^{\frac{3}{2}}} = \frac{2(b+2cx)}{k\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x dx}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{2(2a+bx)}{k\sqrt{X}}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{X^{\frac{3}{2}}} = -\frac{(4ac-2b^2)x-2ab}{ck\sqrt{X}} + \frac{1}{c} \int \frac{dx}{\sqrt{X}}$$

Produkte binomischer Faktoren.

$$\int \frac{dx}{(x+a)^2(x+b)^2} = -\frac{1}{(b-a)^2} \left[\frac{1}{x+a} + \frac{1}{x+b} \right] - \frac{2}{(b-a)^3} \log \frac{x+a}{x+b}$$

$$\int \frac{x dx}{(x+a)^2(x+b)^2} = \frac{1}{(b-a)^2} \left[\frac{a}{x+a} + \frac{b}{x+b} \right] + \frac{a+b}{(b-a)^3} \log \frac{x+a}{x+b}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{(x+a)(x+b)(x+c)} &= \frac{1}{(b-a)(c-a)} \log(x+a) \\ &+ \frac{1}{(a-b)(c-b)} \log(x+b) \\ &+ \frac{1}{(a-c)(b-c)} \log(x+c) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{x dx}{(x+a)(x+b)(x+c)} &= \frac{a}{(b-a)(c-b)} \log(x+a) \\ &- \frac{b}{(a-b)(c-b)} \log(x+b) \\ &- \frac{c}{(a-c)(b-c)} \log(x+c) \end{aligned}$$

$$\int \frac{dx}{(x+a)(x^2+b)} = \frac{1}{a^2+b} \left[\log \frac{x+a}{\sqrt{x^2+b}} + a \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\int \frac{x dx}{(x+a)(x^2+b)} = \frac{1}{a^2+b} \left[a \log \frac{\sqrt{x^2+b}}{x+a} + a \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\int \frac{dx}{(x^2+a)(x^2+b)} = \frac{1}{b-a} \left[\int \frac{dx}{x^2+a} - \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\int \frac{x dx}{(x^2+a)(x^2+b)} = \frac{1}{2(b-a)} \log \frac{x^2+a}{x^2+b}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{(x^2+a)(x^2+b)} = \frac{1}{a-b} \left[a \int \frac{dx}{x^2+a} - b \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\begin{aligned} \int \frac{x dx}{(x^2+a)(x+b)^2} &= \frac{1}{(a+b)^2} \left[\frac{a-b^2}{2} \log \frac{(b+x)^2}{x+a} \right. \\ &\left. + 2ab \int \frac{dx}{x^2+a} + \frac{b}{(a+b^2)(x+b)} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{(x^2+ax+b)(x+c)} &= \frac{1}{c^2-a^2} \left[\frac{1}{2} \log \frac{(x+c)^2}{x^2+ax+b} \right. \\ &\left. + (c - \frac{1}{2}a) \int \frac{dx}{x^2+ax+b} \right] \end{aligned}$$

Produkte binomischer Faktoren.

$$\int \frac{dx}{(x+a)^2(x+b)^2} = -\frac{1}{(b-a)^2} \left[\frac{1}{x+a} + \frac{1}{x+b} \right] - \frac{2}{(b-a)^3} \log \frac{x+b}{x+a}$$

$$\int \frac{x dx}{(x+a)^2(x+b)^2} = \frac{1}{(b-a)^2} \left[\frac{a}{x+a} + \frac{b}{x+b} \right] + \frac{a+b}{(b-a)^3} \log \frac{x+b}{x+a}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{(x+a)(x+b)(x+c)} &= \frac{1}{(b-a)(c-a)} \log(x+a) \\ &+ \frac{1}{(a-b)(c-b)} \log(x+b) \\ &+ \frac{1}{(a-c)(b-c)} \log(x+c) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{x dx}{(x+a)(x+b)(x+c)} &= \frac{a}{(b-a)(c-b)} \log(x+a) \\ &- \frac{b}{(a-b)(c-b)} \log(x+b) \\ &- \frac{c}{(a-c)(b-c)} \log(x+c) \end{aligned}$$

$$\int \frac{dx}{(x+a)(x^2+b)} = \frac{1}{a^2+b} \left[\log \sqrt{\frac{x+a}{x^2+b}} + a \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\int \frac{x dx}{(x+a)(x^2+b)} = \frac{1}{a^2+b} \left[a \log \sqrt{\frac{x^2+b}{x+a}} + a \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\int \frac{dx}{(x^2+a)(x^2+b)} = \frac{1}{b-a} \left[\int \frac{dx}{x^2+a} - \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\int \frac{x dx}{(x^2+a)(x^2+b)} = \frac{1}{2(b-a)} \log \frac{x^2+a}{x^2+b}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{(x^2+a)(x^2+b)} = \frac{1}{a-b} \left[a \int \frac{dx}{x^2+a} - b \int \frac{dx}{x^2+b} \right]$$

$$\begin{aligned} \int \frac{x dx}{(x^2+a)(x+b)^2} &= \frac{1}{(a+b)^2} \left[\frac{a-b^2}{2} \log \frac{(b+x)^2}{x+a} \right. \\ &\left. + 2ab \int \frac{dx}{x^2+a} + \frac{b}{(a+b^2)(x+b)} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{(x^2+ax+b)(x+c)} &= \frac{1}{c^2-ac+b} \left[\frac{1}{2} \log \frac{(x+c)^2}{x^2+ax+b} \right. \\ &\left. + (c-\frac{1}{2}a) \int \frac{dx}{x^2+ax+b} \right] \end{aligned}$$

$a + bx^3$ und $a + bx^4$.

$$\int \frac{x dx}{a + bx^3} = -\frac{1}{3bk} \left[\frac{1}{2} \log \frac{(x+k)^2}{x^2 - kx + k^2} + \sqrt{3} \cdot \arctan \frac{\sqrt{3}}{2k - x} \right]$$

wo $k = \sqrt[3]{\frac{a}{b}}$

$$\int \frac{x^2 dx}{P} = \frac{1}{3b} \log P$$

$$\int \frac{x^3 dx}{P} = \frac{x}{b} - \frac{a}{b} \int \frac{dx}{P}$$

$$\int \frac{dx}{P^2} = \frac{x}{3aP} + \frac{2}{3a} \int \frac{dx}{P}$$

$$\int \frac{x dx}{P^2} = \frac{x^2}{3aX} + \frac{1}{3a} \int \frac{x dx}{P}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{P^2} = -\frac{1}{3bP}$$

$$\int \frac{dx}{P^3} = \left(\frac{5bx^4}{18a^2} + \frac{4x}{9a} \right) \frac{1}{P^2} + \frac{5}{9a^2} \int \frac{dx}{P}$$

$$\int \frac{dx}{xP} = \frac{1}{a} \log x - \frac{1}{3a} \log P$$

$$\int \frac{dx}{x^2 P} = -\frac{1}{ax} - \frac{b}{a} \int \frac{x dx}{P}$$

$$\int \frac{dx}{xP^2} = \frac{1}{3aP} - \frac{1}{3a^2} \log \frac{P}{x^3}$$

$$\int \frac{dx}{Q} = \frac{1}{4bk^2\sqrt{2}} \left[\log \frac{x^2 + kx\sqrt{2+k^2}}{x^2 - kx\sqrt{2+k^2}} + 2 \arctan \frac{kx\sqrt{2}}{k^2 - x^2} \right]$$

wobei $k = \sqrt[4]{\frac{a}{b}}$

$$\int \frac{x dx}{Q} = \frac{1}{2bk^2} \arctan x^2 \sqrt{\frac{b}{a}}, \text{ wo } k = \sqrt[4]{\frac{a}{b}}$$

$$\int \frac{x^2 dx}{Q} = \frac{1}{4bk\sqrt{2}} \left[2 \arctan \frac{kx\sqrt{2}}{k^2 - x^2} - \log \frac{x^2 + kx\sqrt{2+k^2}}{x^2 - kx\sqrt{2+k^2}} \right]$$

wo $k = \sqrt[4]{\frac{a}{b}}$

$$\int \frac{x^3 dx}{Q} = \frac{1}{4b} \log Q$$

Form

b1.

+ V1.2

Trigonometrische Differentialien.

$$\int dx \sin^3 x = \frac{1}{12} \cos 3x - \frac{3}{4} \cos x$$

$$\int dx \sin^4 x = \frac{1}{32} \sin 3x - \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{3}{8} x$$

$$\int dx \cos x = \sin x$$

$$\int dx \cos^2 x = \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{1}{2} x$$

$$\int dx \cos^3 x = \frac{1}{12} \sin 3x + \frac{3}{4} \sin x$$

$$\int dx \cos^4 x = \frac{1}{32} \sin 4x + \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{3}{8} x$$

$$\int dx \sin^2 x \cos x = \frac{1}{3} \sin^3 x$$

$$\int dx \sin^2 x \cos^2 x = \frac{1}{8} (x - \frac{1}{4} \sin 4x)$$

$$\int dx \sin^2 x \cos^3 x = (\frac{1}{5} \cos^2 x + \frac{2}{15}) \sin^3 x$$

$$\int dx \sin^3 x \cos^2 x = (\frac{1}{5} \sin^4 x - \frac{1}{15} \sin^2 x - \frac{2}{15}) \cos x$$

$$\int dx \sin^3 x \cos^3 x = (\frac{1}{6} \cos^2 x + \frac{1}{12}) \sin^4 x$$

$$\int dx \sin^3 x \cos x = \frac{1}{8} (\frac{1}{4} \cos 4x - \cos 2x)$$

$$\int dx \sin^4 x \cos x = \frac{1}{16} (\frac{1}{5} \sin 5x - \sin 3x + 2 \sin x)$$

$$\int dx \sin^3 x \cos x = -\frac{1}{32} (\frac{1}{6} \cos 6x - \cos 4x + \frac{5}{2} \cos 2x)$$

$$\int \frac{dx}{\sin x} = \log \operatorname{tang} \frac{x}{2}$$

$$\int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\cotang x$$

$$\int \frac{dx}{\sin^3 x} = -\frac{\cos x}{2 \sin^2 x} + \frac{1}{2} \int \frac{dx}{\sin x}$$

$$\int \frac{dx}{\cos x} = \log \operatorname{tang} \frac{90+x}{2}$$

$$\int \frac{dx}{\cos^2 x} = \operatorname{tang} x$$

$$\int \frac{dx}{\cos^3 x} = \frac{\sin x}{2 \cos^2 x} + \frac{1}{2} \int \frac{dx}{\cos x}$$

Trigonometrische Differentialien.

$$\int dx \sin^2 x = \frac{1}{12} \cos 3x - \frac{3}{4} \cos x$$

$$\int dx \sin^4 x = \frac{1}{32} \sin 3x - \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{3}{8} x$$

$$\int dx \cos x = \sin x$$

$$\int dx \cos^2 x = \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{1}{2} x$$

$$\int dx \cos^3 x = \frac{1}{12} \sin 3x + \frac{3}{4} \sin x$$

$$\int dx \cos^4 x = \frac{1}{32} \sin 4x + \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{3}{4} x$$

$$\int dx \sin^2 x \cos x = \frac{1}{3} \sin^3 x$$

$$\int dx \sin^2 x \cos^2 x = \frac{1}{8} (x - \frac{1}{4} \sin 4x)$$

$$\int dx \sin^2 x \cos^3 x = (\frac{1}{5} \cos^2 x + \frac{2}{15}) \sin^3 x$$

$$\int dx \sin^3 x \cos^2 x = (\frac{1}{8} \sin^4 x - \frac{1}{15} \sin^2 x - \frac{2}{15}) \cos x$$

$$\int dx \sin^3 x \cos^3 x = (\frac{1}{6} \cos^2 x + \frac{1}{12}) \sin^4 x$$

$$\int dx \sin^3 x \cos x = \frac{1}{4} (\frac{1}{4} \cos 4x - \cos 2x)$$

$$\int dx \sin^4 x \cos x = \frac{1}{16} (\frac{1}{5} \sin 5x - \sin 3x + 2 \sin x)$$

$$\int dx \sin^5 x \cos x = -\frac{1}{12} (\frac{1}{6} \cos 6x - \cos 4x + \frac{5}{2} \cos 2x)$$

$$\int \frac{dx}{\sin x} = \log \tan \frac{x}{2}$$

$$\int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\cotang x$$

$$\int \frac{dx}{\sin^3 x} = \frac{\cos x}{2 \sin^2 x} + \frac{1}{2} \int \frac{dx}{\sin x}$$

$$\int \frac{dx}{\cos x} = \log \tan \frac{90^\circ + x}{2}$$

$$\int \frac{dx}{\cos^2 x} = \tan x$$

$$\int \frac{dx}{\cos^3 x} = \frac{\sin x}{2 \cos^2 x} + \frac{1}{2} \int \frac{dx}{\cos x}$$

...ing analytische
metrische Differenz

$$\frac{x}{\dots} + 2 \log \tan x$$

$$\sin x + 2 \cos x$$

$$x^{m-1} \sin x - \dots$$

$$- 2) x^{m-1} \sin x$$

$$- 2) (m-1) x^{m-2} \sin x$$

$$x - \int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$$

algebraisch

$$- \int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$$

$$- \int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$$

$$x - \int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$$

$$\frac{-b^2}{b}$$

$$0 \pm -$$

$$\frac{\sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$b -$$

Trigonometrische Differentialien.

$$\int \frac{dx}{\sin^3 x \cos^3 x} = -\frac{2 \cos 2x}{\sin^2 2x} + 2 \log \tan x$$

$$\int x dx \sin x = -x \cos x + \sin x$$

$$\int x dx \cos x = x \sin x + \cos x$$

$$\int x^2 dx \sin x = -x^2 \cos x + 2x \sin x + 2 \cos x$$

$$\begin{aligned} \int x^m dx \sin x = & -x^m \cos x + m x^{m-1} \sin x + m(m-1)x^{m-2} \cos x \\ & - m(m-1)(m-2)x^{m-3} \sin x \\ & - m(m-1)(m-2)(m-3)x^{m-4} \cos x + \dots \end{aligned}$$

$$\int X dx \cdot \arcsin x = \arcsin x \cdot \int X dx - \int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}} \int X dx$$

wo hier und im Folgenden X eine algebraische Funktion von x bezeichnet.

$$\int X dx \cdot \arctan x = \arctan x \cdot \int X dx - \int \frac{dx}{1+x^2} \int X dx$$

$$\int X dx \cdot \operatorname{arcsec} x = \operatorname{arcsec} x \cdot \int X dx - \int \frac{dx}{x \sqrt{x^2-1}} \int X dx$$

$$\int X dx \cdot \operatorname{arcsin} \operatorname{vers} x = \operatorname{arcsin} \operatorname{vers} x \cdot \int X dx - \int \frac{dx}{\sqrt{2x-x^2}} \int X dx$$

$$\int \frac{dx}{a+b \cos x} = \frac{1}{\sqrt{a^2-b^2}} \arctan \frac{\sin x \cdot \sqrt{a^2-b^2}}{a \cos x + b}$$

wenn $a-b$ positiv ist

$$= \frac{1}{\sqrt{b^2-a^2}} \log \frac{a \cos x + b + \sin x \cdot \sqrt{b^2-a^2}}{a + b \cos x}$$

wenn $b-a$ positiv ist

$$\int \frac{dx \sin x}{a+b \cos x} = \frac{1}{b} \log \frac{a+b}{a+b \cos x}$$

$$\int \frac{dx \cos x}{a+b \cos x} = \frac{x}{b} - \frac{a}{b} \int \frac{dx}{a+b \cos x}$$

$$\int \frac{dx}{(a+b \cos x)^2} = \frac{1}{a^2-b^2} \left[-\frac{b \sin x}{a+b \cos x} + a \int \frac{dx}{a+b \cos x} \right]$$

$$\int \frac{dx \cos x}{(a+b \cos x)^2} = \frac{1}{a^2-b^2} \left[\frac{a \sin x}{a+b \cos x} - b \int \frac{dx}{a+b \cos x} \right]$$



Logarithmische und exponentielle Differentialien.

$$\int X dx \cdot \log X' = \log X' \cdot \int X dx - \int \frac{dX' \cdot \int X dx}{X'}$$

wo X und X' algebraische Funktionen von x sind.

$$\int X dx \cdot \log x = \log x \int X dx - \int \frac{dx \cdot \int X dx}{x}$$

$$\int x^m dx \cdot \log x = \frac{x^{m+1}}{m+1} \left(\log x - \frac{1}{m+1} \right)$$

$$\begin{aligned} \int (a + bx)^m dx \cdot \log x \\ = \frac{(a + bx)^{m+1}}{(m+1)b} \log x - \frac{1}{(m+1)b} \int \frac{dx (a + bx)^{m+1}}{x} \end{aligned}$$

$$\int \frac{dx}{x} \log x = \frac{1}{2} \log^2 x$$

$$\int \frac{dx}{a + bx} \log x = \frac{1}{b} \log x \cdot \log(a + bx) - \frac{1}{b} \int \frac{dx}{x} \log(a + bx)$$

$$\int x^m dx \log(a + bx) = \frac{x^{m+1}}{m+1} \log(a + bx) - \frac{b}{m+1} \int \frac{x^{m+1} dx}{a + bx}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{x} \log(a + bx) &= \log a \log x + h x - \frac{h^2 x^2}{2^2} + \frac{h^3 x^3}{3^2} - \\ &= \frac{1}{2} (\log bx)^2 - \frac{1}{hx} + \frac{1}{2^2 h^2 x^2} - \frac{1}{3^2 h^3 x^3} + \\ &\text{wo } h = \frac{b}{a} \text{ ist} \end{aligned}$$

$$\int x^m dx \cdot \log^n x$$

$$\begin{aligned} &= \frac{x^{m+1}}{m+1} \left[\log^n x - \frac{n}{m+1} \log^{n-1} x + \frac{n(n-1)}{(m+1)^2} \log^{n-2} x \right. \\ &\quad \left. - \frac{n(n-1)(n-2)}{(m+1)^3} \log^{n-3} x + \dots \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{x^m dx}{\log^n x} &= - \frac{x^{m+1}}{(n-1) \log^{n-1} x} - \frac{(m+1) x^{m+1}}{(n-1)(n-2) \log^{n-2} x} \\ &\quad - \frac{(m+1)^2 x^{m+1}}{(n-1)(n-2)(n-3) \log^{n-3} x} \\ &\quad - \dots + \frac{(m+1)^{n-1}}{(n-1)(n-2) \dots 3 \cdot 2 \cdot 1} \int \frac{x^m dx}{\log x} \end{aligned}$$

Logarithmische und exponentielle Differentialien.

$$\int \frac{dx}{x} \log^n x = \frac{1}{n+1} \log^{n+1} x$$

$$\int x^m dx \log x = \frac{x^{m+1}}{m+1} \left(\log x - \frac{1}{m+1} \right)$$

$$\int \frac{x^m dx}{\log x} = \int \frac{dy}{\log y} \text{ für } y = x^{m+1}$$

$$\int x^m dx \log^2 x = \frac{x^{m+1}}{m+1} \left(\log^2 x - \frac{2}{m+1} \log x + \frac{2}{(m+1)^2} \right)$$

$$\int \frac{x^m dx}{\log^2 x} = -\frac{x^{m+1}}{\log x} + \frac{m+1}{1} \int \frac{x^m dx}{\log x}$$

$$\begin{aligned} \int a^x \cdot x^n dx &= \frac{a^x \cdot x^n}{\log a} - \frac{n a^x \cdot x^{n-1}}{\log^2 a} + \frac{n(n-1) a^x x^{n-2}}{\log^3 a} \\ &\quad - \frac{n(n-1)(n-2) a^x x^{n-3}}{\log^4 a} + \dots + \frac{n(n-1)(n-2) \dots 3 \cdot 2 \cdot 1 \cdot a^x}{\log^{n+1} a} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{a^x dx}{x^n} &= -\frac{a^x}{(n-1) x^{n-1}} - \frac{a^x \log a}{(n-1)(n-2) x^{n-2}} \\ &\quad - \frac{a^x \log^2 a}{(n-1)(n-2)(n-3) x^{n-3}} \\ &\quad - \dots - \frac{a^x \log^{n-2} a}{(n-1)(n-2) \dots 3 \cdot 2 \cdot 1 \cdot x} \\ &\quad + \frac{\log^{n-1} a}{(n-1)(n-2) \dots 3 \cdot 2 \cdot 1} \int \frac{a^x dx}{x} \end{aligned}$$

$$\int a^x dx = \frac{a^x}{\log a}$$

$$\int a^x \cdot x dx = \frac{a^x \cdot x}{\log a} - \frac{a^x}{\log^2 a}$$

$$\int a^x \cdot x^2 dx = \frac{a^x \cdot x^2}{\log a} - \frac{2 a^x \cdot x}{\log^2 a} + \frac{2 a^x}{\log^3 a}$$

$$\int a^x \cdot x^3 dx = \frac{a^x \cdot x^3}{\log a} - \frac{3 a^x \cdot x^2}{\log^2 a} + \frac{6 a^x \cdot x}{\log^3 a} - \frac{6 a^x}{\log^4 a}$$

$$\begin{aligned} \int \frac{a^x dx}{x} &= \log x + x \log a + \frac{(x \log a)^2}{1 \cdot 2} + \frac{(x \log a)^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} \\ &\quad + \frac{(x \log a)^4}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} + \dots \end{aligned}$$



Logarithmische und exponentielle Differentialien.

$$\int \frac{a^x dx}{x^2} = -\frac{a^x}{x} + \log a \int \frac{a^x dx}{x}$$

$$\int \frac{a^x dx}{x^3} = -\frac{a^x}{2x^2} - \frac{a^x}{2x} \log a + \frac{1}{2} \log^2 a \cdot \int \frac{a^x dx}{x}$$

$$\int e^{ax} dx \sin x = \frac{e^{ax}}{a^2 + 1} (a \sin x - \cos x) \text{ wo } \log \text{ nat } e = 1$$

$$\int e^{ax} dx \sin^2 x = \frac{e^{ax} \sin x}{a^2 + 4} (a \sin x - 2 \cos x) + \frac{2 e^{ax}}{a(a^2 + 4)}$$

$$\int e^{ax} dx \cos x = \frac{e^{ax}}{a^2 + 1} (a \cos x + \sin x)$$

$$\int e^{ax} dx \cos^2 x = \frac{e^{ax}}{a^2 + 4} \cos x (a \cos x + 2 \sin x) + \frac{2 e^{ax}}{a(a^2 + 4)}$$

$$\int e^{ax} dx \sin bx = \frac{e^{ax}}{a^2 + b^2} (a \sin bx - b \cos bx)$$

$$\int e^{ax} dx \cos bx = \frac{e^{ax}}{a^2 + b^2} (a \cos bx + b \sin bx).$$

DREIZEHNTER ABSCHNITT.

Sammlung von Tabellen.

456.

Allgemeine Maasstafel, enthaltend die Maasse verschiedener Länder.

- 1) *Anhalt*: wie in Preussen.
- 2) *Baden*: 1 Fuss = 10 Zoll = 0·3 Meter.
 1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
 1 Meile = 2 Wegstunden = 29629 Fuss = $\frac{1}{2}$ geogr. Meil.
 1 Morgen = 400 Quadratruthen.
 1 Maass = 1 Mässlein = $1\frac{1}{2}$ Litre.
 1 Ohm = 100 Maass = 400 Schoppen.
 1 Malter = 10 Sester = 100 Mässlein.
- 3) *Baiern*: 1 Fuss = 12 Zoll = 129·38 par. Linien.
 1 Elle = $2\frac{1}{4}$ Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
 1 Morgen (Tagwerk) = 400 Quadratruthen.
 1 Maass (Maasskanne) = 0·043 Kubikfuss.
 1 Eimer = 60 Maass = 240 Quartel.
 1 Metze = $34\frac{1}{2}$ Maass.
 1 Scheffel = 6 Metzen = 12 Viertel = 48 Maassel = 192 Dreissiger.
- 4) *Belgien*: wie in Frankreich.
- 5) *Braunschweig*: 1 Fuss = 12 Zoll = 126·5 par. Linien.
 1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
 1 Lachter = 80 Zoll $8\frac{1}{2}$ Linien.
 1 Feldmorgen = 120 Quadratruthen.
 1 Waldmorgen = 160 Quadratruthen.
 1 Quartier = $52\frac{1}{11}$ preuss. Kubikzoll.
 1 Oxhoft = $1\frac{1}{2}$ Ohm = 6 Anker = 240 Quartier.
 1 Himten = 2316 Kubikzoll.
 1 Wispel 40 Himten = 160 Vierfass = 640 Metzen.

19

Bremen: 1 Fuss = 12 Zoll = 128·2677 par. Linien.

1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.

1 Stübchen = 162·4 par. Kubikzoll.

1 Oxhoft = 1½ Ohm = 6 Anker = 30 Viertel = 67½

Stübchen = 270 Quart = 1080 Mengel.

1 Scheffel = 3735·754 par. Kubikzoll.

1 Last = 40 Scheffel = 160 Viertel = 640 Spind.

Dänemark: wie in Preussen.

England: 1 Yard = 3 Fuss = 36 Zoll = 405·3425 par. Lin.

1 Ruthe (pearch, pole, rod) = 5½ Yard.

1 Furlong = 40 Ruth. 1 Meile = 8 Furlongs.

1 Acker (acre) = 160 Quadratruthen.

1 Gallon = 277·2738 Kubikzoll.

1 Quarter = 8 Bushels = 32 Peaks = 64 Gallons = 256

Quarts = 512 Pints.

1 Bushel = 8 Gallons = 2218·19 Kubikzoll.

1 Last = 2 Tonnen = 10 Quarters = 80 Bushels.

Frankfurt a M.: 1 Fuss (Schuh) = 12 Zoll = 126⅙ par. Lin.

1 Elle = 242·62 par. Linien. -

1 Feldruthe = 12½ Fuss.

1 Waldruthe = 15·849 Fuss.

1 Morgen = 160 Quadratruthen.

1 Aichmaass = 90·384 par. Kubikzoll.

1 Ohm = 20 Viertel = 80 Aichmaass = 320 Schoppen.

1 Gescheid = 1 altes oder Aichmaass.

1 Malter = 4 Simmer = 16 Sechster = 64 Gescheid.

Frankreich: 1 alter Fuss = 12 Zoll = 144 Linien = 0·324839 Met.

1 Toise = 6 alte Fuss.

1 Meter = 10 Decimeter = 100 Centimeter = 1000 Millim.

= 0·1 Decameter = 0·01 Hectometer = 0·001 Kilometer

= 443·2959 par. Linien = 3·078444 alte par. Fuss.

1 neuer Fuss = ⅓ Meter.

1 neue Toise = 2 Meter.

1 Meile (lieue) = 1 Myriameter = 10000 Meter.

1 Are = 100 Quadratmeter. 1 Hectare = 100 Ares.

1 Liter = 1 Kubikdecimeter. 1 Hectoliter = 100 Litres.

1 Stere = 1 Kubikmeter.

Hamburg: 1 Fuss = 3 Palmen = 12 Zoll = 126·9667 par. Linien.

1 Elle = 2 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss.

1 Marschruthe = 14 Fuss. 1 Geestruthe = 16 Fuss.

1 Morgen Marschland = 600 Quadratmarschruthen.

- 1 Scheffel Saatland = 200 Quadratgeestruthen.
 1 Stübchen = 182 par. Kubikzoll.
 1 Ohm = 4 Anker = 5 Eimer = 20 Viertel = 40 Stübchen
 = 80 Kannen = 160 Quart = 320 Oessel.
 1 Fass = 2654 par. Kubikzoll.
 1 Wispel = 10 Scheffel = 20 Fass = 20 Himten = 160 Spint.
 12) *Hannover*: 1 Fuss = 12 Zoll = $11\frac{1}{2}$ engl. Zoll = 129,4844
 par. Linien.
 1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss. 1 Lachter = $851\frac{1}{2}$
 par. Linien. 1 Meile = 1587 $\frac{1}{2}$ Ruthen.
 1 Morgen = 120 Quadratruthen.
 1 Stübchen = 270 Kubikzoll.
 1 Ohm = 4 Anker = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quart
 = 320 Nössel.
 1 Himten = $1\frac{1}{2}$ Kubikfuss.
 1 Last = 16 Malter = 96 Himten = 384 Metzen.
 13) *Hessen, Grossherzogthum*: 1 Fuss = 10 Zoll = $\frac{1}{2}$ Meter.
 1 Elle = 24 Zoll. 1 Klafter = 10 Fuss.
 1 Meile = 3000 Klafter. 1 Stunde = 2000 Klafter.
 1 Morgen = 4 Viertel = 400 Quadratklafter.
 1 Mass = 1 Gescheid = 2 Liter.
 1 Ohm = 4 Viertel = 80 Maass = 320 Schoppen.
 1 Simmer = 2048 Kubikzoll.
 1 Malter = 4 Simmer = 16 Kumpf = 64 Gescheid = 256
 Mässchen.
 14) *Hessen, Kurfürstenthum*: 1 Fuss = 12 Zoll = 11 preuss Zoll
 = 127,5358 par. Linien.
 1 Elle 0,5704 Meter. 1 Ruthe = 3,9887 Meter.
 1 Acker = 150 Quadratruthen.
 1 Maass = 19495 Liter. 1 neue Maass = 144 Kubikzoll.
 1 Ohm = 20 Viertel = 80 Maass = 320 Schoppen.
 1 Viertel = 160,48 Liter.
 1 Viertel = 2 Scheffel = 16 Metzen = 64 Mäschen.
 15) *Holstein*: wie Hamburg.
 16) *Lippe-Deimold*: 1 Fuss = 12 Zoll = 128,34 par. Linien.
 1 Ruthe = 16 Fuss.
 1 Morgen = $1\frac{1}{2}$ Scheffelaussaat = 120 Quadratruthen.
 1 Kanne = 98 Kubikzoll.
 1 Oxhoft = $1\frac{1}{2}$ Ohm = 6 Anker = 30 Viertel = 162 Kannen.
 1 Scheffel = 3154 Kubikzoll.
 1 Scheffel = 6 grosse = 8 kleine Metzen = 24 Mahlmetzen.
 17) *Lippe-Schaumburg*: 1 Fuss = 12 Zoll = 128,6 par. Linien.



- 1 Elle = 2 Fuss. 1 Lachter = 7 Fuss.
 1 Ruthe = 16 Fuss.
 1 Morgen = 120 Quadratruthen.
 1 Maass = $\frac{1}{10}$ Kubikfuss.
 1 Oxhoft = 6 Anker = 168 Maass = 672 Ort.
 1 Himten = 2333·522 Kubikzoll.
 1 Fuder = 12 Malter = 72 Himten = 288 Metzen.
- 18) *Lombardei*: wie in Frankreich.
- 19) *Lübeck*: 1 Fuss = 12 Zoll = 129 par. Linien.
 1 Elle = 255 $\frac{1}{4}$ par. Linien. 1 Ruthe = 16 Fuss.
 1 Quartier = 47·2 par. Kubikzoll.
 1 Ohm = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quartier = 320 Planken = 640 Ort.
 1 Scheffel = 1794 par. Kubikzoll.
 1 Last = 8 Drömt = 24 Tonnen = 96 Scheffel = 384 Fass.
- 20) *Mecklenburg-Schwerin*: 1 Fuss = 12 Zoll = 1 Lübecker Fuss.
 = 129 par. Linien.
 1 Ruthe = 16 Fuss.
 1 Pott oder Quartier = 45 $\frac{5}{8}$ par. Kubikzoll.
 1 Ohm = 4 Anker = 5 Eimer = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Pott.
 1 Scheffel = 1960·5 par. Kubikzoll.
 1 Last = 8 Drömt = 96 Scheffel = 384 Fass = 1536 Metzen oder Spint.
- 21) *Mecklenburg-Strelitz*: die Längenmaasse wie in Schwerin.
 1 Pott = 45 $\frac{5}{8}$ par. Kubikzoll.
 1 Oxhoft = 1 $\frac{1}{2}$ Ohm = 6 Anker = 240 Pott = 960 Pegel.
 1 Scheffel = 1 preuss. Scheffel.
 1 Last = 4 Wispel = 8 Drömt = 100 Scheffel = 1600 Metzen.
- 22) *Nassau*: 1 Fuss Feldmaass = 10 Zoll = $\frac{1}{2}$ Meter.
 1 Werkfuss = 12 Zoll = 0·3 Meter.
 1 Ruthe = 10 Fuss.
 1 Morgen = 100 Quadratruthen.
 1 Maass, Jungmaass, = 85·434 par. Kubikzoll.
 1 Ohm = 80 Maass = 320 Schoppen.
 1 Malter = 5484 par. Kubikzoll.
 1 Malter = 4 Viernsel = 16 Kumpf = 64 Gescheid.
- 23) *Niederlande*: wie in Frankreich.
- 24) *Norwegen*: wie in Dänemark.
- 25) *Oesterreich*: 1 Fuss = 12 Zoll = 140·127 par. Linien.
 1 Elle = 2·465 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss.
 1 Meile = 24000 Fuss.

- 1 Joch 1600 Quadratklafter.
 1 Maass = 0.0448 Kubikfuss = 71.335 par. Kubikzoll.
 1 Eimer = 40 Maass = 160 Seidel = 320 Pff.
 1 Metze = 1.9471 Kubikfuss = 3100 $\frac{1}{2}$ par. Kubikzoll.
 1 Muth = 30 Metzen = 480 Maassel = 1920 Futtermaassel
 = 3840 Becher.
- 26) *Oldenburg*: 1 Fuss = 12 Zoll = 131.162 par. Linien.
 1 Ruthe = 18 oder 20 Fuss.
 1 Morgen = 356 Quadratruthen à 400 Quadratfuss.
 1 Kanne = 74 par. Kubikzoll.
 1 Oxhoft = 1 $\frac{1}{2}$ Ohm = 6 Anker = 156 Kannen = 240 Quartier.
 1 Scheffel = 1149.54 par. Kubikzoll.
 1 Last = 12 Molt = 18 Tonnen = 144 Scheffel.
- 27) *Preussen*: 1 Fuss = 12 Zoll = 139.13 par. Linien.
 1 Elle = 25 $\frac{1}{2}$ Zoll. 1 Lachter = 80 Zoll.
 1 Ruthe = 12 Fuss.
 1 Meile = 24000 Fuss.
 1 Morgen = 180 Quadratruthen.
 1 Quart = 64 Kubikzoll.
 1 Oxhoft = 1 $\frac{1}{2}$ Ohm = 3 Eimer = 6 Anker = 180 Quart.
 1 Scheffel = 3072 Kubikzoll = $\frac{16}{9}$ Kubikfuss.
 1 Tonne = 4 Scheffel = 64 Metzen = 192 Viertel.
 1 Klafter = 6.6.3 = 108 Kubikfuss.
 1 Schachtruthe = 12.12.1 = 144 Kubikfuss.
- 28) *Russland*: 1 Fuss = 1 engl. Fuss = 135.114 par. Linien.
 1 Arschin = 28 engl. Zoll. 1 Werst = 3500 Fuss.
 1 Faden (Sashen) = 3 Arschinen = 7 Fuss = 48 Werschock
 = 84 Zoll = 1008 Linien.
 1 Dessätine = 2400 Quadratfaden.
 1 Wedro = 620.019 par. = 750.568 russ. Kubikzoll = 10
 Kruschki oder Stoof.
 1 Tchetwerik = 1322.71 par. = 1601.212 russ. Kubikzoll.
 1 Tschetwert = 2 Osmin = 4 Pajok = 8 Tschetwerik =
 32 Tschetwerka = 64 Garnez.
- 29) *Sachsen, Königreich*: 1 Fuss = 12 Zoll = 125.537 par. Linien.
 1 Elle = 2 Fuss. 1 Lachter = 2 Meter.
 1 Ruthe = 15 $\frac{1}{6}$ Fuss. 1 Meile = 32000 Fuss.
 1 Acker = 300 Quadratruthen.
 1 Kanne = 47.213 par. Kubikzoll.
 1 Eimer = 72 Kannen.
 1 Scheffel = 7900 Kubikzoll, den Fuss = 125.5 par. Linien
 genommen.



1 Wispel = 2 Malter = 24 Scheffel = 96 Viertel. = 384 Metzen = 1536 Mässchen.

(Die Einführung eines neuen Maasssystems ist im Werke.)

30) *Sachsen-Weimar*: 1 Fuss = 12 Zoll = 125 par. Linien.

1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.

1 Acker = 140 Quadratruthen.

1 Eimer = 72 Kannen = 3695 $\frac{1}{2}$, par. Kubikzoll.

1 Scheffel = 3880 par. Kubikzoll.

1 Scheffel = 4 Viertel = 16 Metzen = 74 Maass = 148 Nössel.

31) *Schleswig*: wie Hamburg.

32) *Schweden*: 1 Fuss = 131·615 par. Linien.

1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alnar) = 6 Fuss (Fot) = 72 Zoll (Verthun). 1 Ruthe = 16 Fuss.

1 Meile = 6000 Famn.

1 Tonne Land oder Tonnstelle = 56000 Quadratfuss.

1 Kanne = 100 schwed. Kubikdezimalzoll.

1 Ohm (Am) = 4 Anker = 60 Kannen = 120 Stop.

1 Tonne = 7388·58 par. Kubikzoll = 56 Kannen.

1 Tonne = 2 Span = 32 Kappen = 56 Kannen = 112 Stop.

33) *Schweiz*: das Längenmaass wie in Baden.

1 Juchart = 400 Quadratruthen.

1 Maass (Pot) = 1 $\frac{1}{2}$ Liter.

1 Viertel (Quateron) = 15 Liter.

1 Malter = 10 Viertel = 100 Immi.

34) *Württemberg*: 1 Fuss (Schuh) = 10 Zoll = 127 par. Linien

1 Elle = 2·144 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.

1 Morgen = 384 Quadratruthen.

1 Helleichmaas = 78 $\frac{1}{8}$ Kubikzoll.

1 Fuder = 6 Eimer = 96 Immi = 960 Maas = 3840 Schoppen.

1 Simri 942 $\frac{1}{8}$ Kubikzoll.

1 Scheffel = 8 Simri = 32 Vierling = 128 Messlein = 256 Ecklein = 1024 Viertelein.

457.

Fusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussi- scher Fuss.	Oester- reichscher Fuss.	Baierscher Fuss.	Sächsi- scher Fuss.	Hannover- scher Fuss.	Württem- bergscher Fuss.
1	0.99286 9.99689	1.07536 0.03155	1.10828 0.04465	1.07449 0.03120	1.09551 0.03962
1.00719 0.00311	1	1.08309 0.03467	1.11625 0.04776	1.08222 0.03432	1.10339 0.04273
0.92992 9.96845	0.92328 9.96533	1	1.03061 0.01310	0.99919 9.99965	1.01874 0.00806
0.90230 9.95535	0.89586 9.95224	0.97030 9.98690	1	0.96951 9.98655	0.98848 9.99497
0.93067 9.96880	0.92403 9.96569	1.00081 0.00035	1.03144 0.01345	1	1.01956 0.00841
0.91282 9.96038	0.90630 9.95727	0.98160 9.99194	1.01165 0.00503	0.98081 9.99159	1
0.90922 9.95867	0.90273 9.95556	0.97774 9.99022	1.00767 0.00332	0.97695 6.98987	0.99606 9.99829
0.91667 9.96221	0.91012 9.95910	0.98575 9.99377	1.01592 0.00686	0.98495 9.99341	1.00422 0.00183
0.95586 9.98039	0.94903 9.97728	1.02789 0.01195	1.05936 0.02504	1.02706 0.01160	1.04716 0.02001
0.97114 9.98728	0.96420 9.98417	1.04432 0.01883	1.07629 0.03193	1.04348 0.01848	1.06389 0.02690
1.03500 0.01494	1.02761 0.01183	1.11300 0.04650	1.14707 0.05959	1.11210 0.04615	1.13386 0.05456
3.18620 0.50327	3.16345 0.50016	3.42631 0.53483	3.53120 0.54792	3.42355 0.53448	3.49052 0.54289

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

163

6

x

65-

11

457.

Fusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Braun- schweiger Fuss.	Kurhessi- scher Fuss.	Baden- scher und Schweizer Fuss.	Englischer und Russischer Fuss.	Pariser Fuss.	Meter.
1·09984 0·04133	1·09091 0·03779	1·04618 0·01961	1·02972 0·01272	0·96618 9·98506	0·31385 9·49673
1·10775 0·04444	1·09876 0 04090	1·05370 0·02272	1·03713 0·01583	0·97313 9·98817	0·31611 9·49984
1·02277 0·00978	1·01446 0·00623	0·97286 9·98805	0·95756 9·98117	0·89847 9 95350	0·29186 9·46517
0·99239 9·99668	0·98433 9·99314	0·94397 9·97496	0·92912 9·96807	0·87178 9·94041	0·28319 9·45208
1·02359 0·01013	1·01528 0·00659	0·97365 9·98840	0·95833 9·98152	0·89920 9·95386	0·29209 9·46552
1·00395 0·00171	0·99580 9·99817	0·95497 9·97999	0·93995 9·97310	0·88194 9·94544	0·28649 9·45711
1	0·99188 9·99646	0·95121 9·97828	0·93625 9·97139	0·87847 9·94373	0·28536 9·45540
1·00819 0·00354	1	0·95900 9·98182	0·94391 9·97493	0·88567 9·94727	0·28770 9·45894
1·05130 0·02172	1·04276 0·01818	1	0·98427 9·99311	0·92353 9·96545	0·30000 9·47712
1·06810 0·02861	1·05942 0·02507	1·01598 0·00689	1	0·93829 9·97234	0·30479 9·48401
1·13834 0·05627	1·12909 0·05273	1·08280 0·03455	1·06577 0·02766	1	0·32484 9·51167
3·50432 0·54460	3·47585 0·54106	3·33333 0·52288	3·28090 0·51599	3·07844 0·48833	1

Quadratfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen

Preussi- scher Quadrat- Fuss.	Oester- reichscher Q.-F.	Baierscher Q.-F.	Sächsi- scher Q.-F.	Hannover- scher Q.-F.	Württem- bergscher Q.-F.
1	0·98577 9·99378	1·15640 0·06311	1·22828 0·08930	1·15453 0·06241	1·20015 0·07923
1·01441 0·00623	1	1·17309 0·06933	1·24601 0·09552	1·17120 0·06863	1·21747 0·08546
0·86475 9·93689	0·85245 9·93067	1	1·06216 0·02619	0·99839 9·99930	1·03783 0·01613
0·81415 9·91070	0·80256 9·90448	0·94148 9·97381	1	0·93996 9·97311	0·97709 9·98994
0·86615 9·93759	0·85382 9·93137	1·00162 0·00070	1·06388 0·02689	1	1·03951 0·01683
0·83323 9·92077	0·82137 9·91454	0·96355 9·98387	1·02344 0·01006	0·96199 9·98317	1
0·82668 9·91734	0·81492 9·91111	0·95598 9·98045	1·01540 0·00664	0·95443 9·97975	0·99214 9·99657
0·84028 9·92442	0·82832 9·91820	0·97170 9·98753	1·03210 0·01372	0·97013 9·98683	1·00846 0·00366
0·91367 9·96079	0·90067 9·95456	1·05656 0·02390	1·12224 0·05009	1·05486 0·02320	1·09654 0·04002
0·94311 9·97456	0·92968 9·96834	1·09061 0·03767	1·15840 0·06386	1·08885 0·03697	1·13186 0·05379
1·07123 0·02988	1·05599 0·02366	1·23877 0·09299	1·31578 0·11918	1·23677 0·09229	1·28564 0·10912
10·15187 1·00655	10·00739 1·00032	11·73960 1·06965	12·46936 1·09584	11·72067 1·06895	12·18372 1·08578

~~X~~ [unclear] [unclear] [unclear]

André,

1. *Chlorophyll a* (Chl *a*) and *Chlorophyll b* (Chl *b*) were determined using the method of Lichtenthaler and Whistler (1987). The total chlorophyll content was determined using the method of Lichtenthaler and Whistler (1987). The total chlorophyll content was determined using the method of Lichtenthaler and Whistler (1987).

[illegible]

1. The first

24.

2

2. *How do you think the world will be in 20 years?*

10 = No.

En la ...

Ch. 10 p. 100, 101

—

1. The first step is to identify the problem or question that needs to be addressed. This involves understanding the context and the specific requirements of the task.

[illegible]

no.

—

1990

il

2. 214-100, 101, 102

100-100000

458.

Quadratfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Braun- schweiger Q.-F.	Kurhessi- scher Q.-F.	Baden- scher Q.-F.	Englischer Q.-F.	Pariser Q.-F.	Quadrat- Meter.
1·20965 0·08266	1·19008 0·07558	1·09449 0·03921	1·06033 0·02544	0·93350 9·97012	0·09850 8·99345
1·22712 0·08889	1·20726 0·08180	1·11029 0·04544	1·07564 0·03166	0·94698 9·97634	0·09993 8·99968
1·04605 0·01955	1·02913 0·01247	0·94646 9·97610	0·91692 9·96233	0·80725 9·90701	0·08518 8·93035
0·98483 9·99336	0·96890 9·98628	0·89107 9·94991	0·86326 9·93614	0·76001 9·88082	0·08020 8·90416
1·04774 0·02025	1·03079 0·01317	0·94799 9·97680	0·91840 9·96303	0·80856 9·90771	0·08532 8·93105
1·00792 0·00343	0·99161 9·99634	0·91196 9·95998	0·88350 9·94621	0·77783 9·89088	0·08208 8·91422
1	0·98382 9·99292	0·90480 9·95655	0·87656 9·94278	0·77171 9·88746	0·08143 8·91079
1·01644 0·00708	1	0·91968 9·96363	0·89097 9·94986	0·78440 9·89454	0·08277 8·91788
1·10522 0·04345	1·08734 0·03637	1	0·96879 9·98623	0·85291 9·93091	0·09000 8·95424
1·14083 0·05722	1·12237 0·05014	1·03222 0·01377	1	0·88039 9·94468	0·09290 8·96801
1·29582 0·11254	1·27485 0·10546	1·17245 0·06910	1·13586 0·05532	1	0·10552 9·02334
12·28023 1·08921	12·08156 1·08212	11·11111 1·04576	10·76430 1·03199	9·47682 0·97666	1

Kubikfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussi- scher Kub.-Fuss.	Oester- reichscher Kub.-F.	Baierscher Kub.-F.	Sächsi- scher Kub.-F.	Hannover- scher Kub.-F.	Würtem- bergscher Kub.-F.
1	0·97873 9·99066	1·24354 0·09466	1·36128 0·13395	1·24054 0·09361	1·31477 0·11885
1·02173 0·00934	1	1·27057 0·10400	1·39086 0·14328	1·26750 0·10295	1·34335 0·12819
0·80415 9·90534	0·78705 9·89600	1	1·09468 0·03929	0·99758 9·99895	1·05728 0·02419
0·73460 9·86605	0·71898 9·85672	0·91351 9·96071	1	0·91130 9·95966	0·96584 9·98490
0·80610 9·90639	0·78896 9·89705	1·00242 0·00105	1·09733 0·04034	1	1·05984 0·02524
0·76059 9·88115	0·74441 9·87191	0·94582 9·97581	1·03537 0·01510	0·94354 9·97476	1
0·75164 9·87601	0·73565 9·86667	0·93470 9·97067	1·02319 0·00996	0·93244 9·96962	0·98824 9·99486
0·77025 9·88663	0·75387 9·87730	0·95785 9·98130	1·04853 0·02058	0·95553 9·98024	1·01271 0·00549
0·87334 9·94118	0·85476 9·93185	1·08603 0·03584	1·18886 0·07513	1·08341 0·03479	1·14824 0·06003
0·91588 9·96184	0·89640 9·95250	1·13894 0·05650	1·24677 0·09579	1·13619 0·05545	1·20418 0·08069
1·10873 0·04483	1·08515 0·03549	1·37875 0·13949	1·50929 0·17877	1·37542 0·13844	1·45773 0·16368
32·34587 1·50982	31·65785 1·50048	40·22350 1·60448	44·03176 1·64377	40·12627 1·60343	42·52752 1·62867

459.

Kubikfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Braun- schweiger Kub.-F.	Kurhessi- scher Knb.-F.	Baden- scher Kub.-F.	Englischer Kub.-F.	Pariser Kub.-F.	Kubik- Meter.
1·33043 0·12399	1·29827 0·11337	1·14503 0·05882	1·09184 0·03816	0·90193 9·95517	0·03092 8·49018
1·35934 0·13333	1·32649 0·12270	1·16992 0·06815	1·11557 0·04750	0·92154 9·96451	0·03159 8·49952
1 06987 0 02933	1·04401 0·01870	0·92078 9·96416	0·87801 9·94350	0·72529 9·86051	0·02486 8·39552
0·97734 9 99004	0·95371 9·97942	0·84114 9·92487	0·80207 9·90421	0·66256 9·82123	0·02271 8·35623
1·07246 0·03038	1·04654 0·01976	0·92301 9·96521	0·88014 9·94455	0·72705 9·86156	0·02492 8·39657
1·01191 0·00514	0·98745 9·99451	0·87090 9·93997	0·83044 9·91931	0·68600 9·83632	0·02351 8·37133
1	0·97583 9·98937	0·86065 9·93483	0·82067 9·91417	0·67793 9·83118	0·02324 8·36619
1·02477 0·01063	1	0·88197 9·94545	0·84100 9·92479	0·69472 9·84181	0·02381 8·37682
1·16191 0 06517	1·13383 0·05455	1	0·95355 9·97934	0·78769 9·89636	0·02700 8·43136
1·21852 0·08583	1·18907 0·07521	1·04872 0·02066	1	0·82607 9·91702	0·02832 8·45202
1·47508 0·16882	1·43943 0·15819	1·26953 0·10364	1·21056 0·08298	1	0·03428 8·53501
43·03380 1·63381	41·99374 1·62318	37·03704 1·56864	35·31658 1·54798	29·17385 1·46499	1

460.

Allgemeine Gewichtstafel, enthaltend die Gewichte in verschiedenen Ländern.

- 1) *Anhalt*: wie in Preussen.
- 2) *Baden*: 1 Pfund = 32 Loth = 500 Gramm = 10 Zehnlinge = 100 Centass = 1000 Deckass = 10000 Ass.
1 Zentner = 10 Stein = 100 Pfund = 50 Kilogramm.
- 3) *Baiern*: 1 Pfund = 32 Loth = 560 Gramm.
1 Zentner = 5 Stein = 100 Pfund.
- 4) *Belgien*: wie in Frankreich.
- 5) *Braunschweig*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·711 Gramm, wie in Preussen.
1 Zentner = 100 Pfund.
- 6) *Bremen*: 1 Pfund (Handelsgewicht) = 32 Loth = 498·5 Gramm.
1 Zentner = 116 Pfund.
- 7) *Dänemark*: 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 499·309 Gramm.
1 Zentner = 100 Pfund.
1 Last = 16 $\frac{1}{4}$ Schiffspfund = 52 Zentner.
- 8) *England*: 1 Pfund Avoir-du-poids = 453·5976 Gramm. $102 \frac{2}{3} \frac{1}{2}$ gr
1 Pfund Troy-Gewicht = 5760 Grains = 373·246 Gramm.
1 Tonne = 20 Zentner = 160 Stein = 2240 Av.-Pfund.
- 9) *Frankfurt a. M.*: 1 Pfund (leichtes Handelsgewicht) = 32 Loth = 467·914 Gramm.
1 Zentner Handelsgewicht = 108 Pfund Leichtgewicht = 100 Pfund Schwergewicht.
- 10) *Frankreich*: 1 Kilogramm = 1000 Gramm = Gewicht eines Litre oder Kubikdecimeters Wasser bei der grössten Dichtigkeit und im luftleeren Raume gewogen.
1 altes Pfund = 489·506 Gramm.
1 neues Pfund = 500 Gramm = 16 Onces = 128 Gros = 9216 Grains.
1 neuer Zentner (Quintal) = 100 Kilogramm.
1 neue Schiffstone (Millier) = 1000 Kilogramm.
- 11) *Hamburg*: 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 484·170 Gramm.
1 Zentner = 112 Pfund.
1 Schiffspfund = 2 $\frac{1}{2}$ Zentner = 20 Liesspfund.
- 12) *Hannover*: wie in Braunschweig.
- 13) *Hessen, Grossherzogthum*: 1 Pfund = 32 Loth = 500 Gramm.
1 Zentner = 100 Pfund.
- 14) *Hessen, Kurfürstenthum*: wie in Preussen.
- 15) *Holstein*: theils wie in Hamburg, theils wie in Lübeck.

- 16) *Lippe-Detmold*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·41 Gramm =
1 Zentner = 108 Pfund.
- 17) *Lippe-Schaumburg*: wie in Braunschweig.
- 18) *Lombardei*: wie in Frankreich.
- 19) *Lübeck*: 1 Pfund (Handelsgewicht) = 32 Loth = 484·725
Gramm, die Eintheilung wie in Hamburg.
- 20) *Mecklenburg-Schwerin*: wie in Lübeck.
- 21) *Mecklenburg-Strelitz*: wie in Preussen.
- 22) *Nassau*: wie in Frankfurt a. M.
1 Wiesbadner Pfund = 470·686 Gramm.
1 Wiesbadner Zentner = 106 Pfund.
- 23) *Niederlande*: 1 Pond = 1 Kilogramm = 10 Oncen = 100
Looden = 1000 Wigtjes; also wie in Frankreich.
- 24) *Norwegen*: wie in Dänemark.
- 25) *Oesterreich*: 1 Wiener Handelspf. = 32 Loth = 560·012 Gramm.
1 Zentner = 5 Stein = 100 Handelspfund.
- 26) *Oldenburg*: 1 Pfund = 32 Loth = 480·367 Gramm.
1 Zentner = 100 Pfund.
1 Schiffspfund = 290 Pfund.
- 27) *Preussen*: 1 Pfund = 2 Mark = 32 Loth = 128 Quent =
576 Grän = $\frac{1}{66}$ von dem Gewichte eines Kubikfusses Wasser
bei 15° R. Wärme, im luftleeren Raume gewogen, 467·7110 Gr.
1 Zentner = 5 Stein = 110 Pfund.
1 Schiffslast = 4000 Pfund.
- 28) *Russland*: 1 Pfund = 32 Loth = 96 Solotnik = 409·52 Gramm
1 Schiffspfund (Berkowrtz) = 10 Pud = 400 Pfund.
- 29) *Sachsen, Königreich*: 1 neues Pfund = 32 Loth = $\frac{1}{2}$ Kilogr.
1 altes Leipziger Pfund = 467·214 Gramm.
1 Zentner neues Gewicht = 100 Pfund, altes Gewicht = 110 Pf.
- 30) *Sachsen-Weimar*: wie in Preussen.
- 31) *Schleswig*: wie in Dänemark.
- 32) *Schweden*: 1 Skalpund = 32 Loth = 425·3395 Gramm.
1 Zentner = 120 Pfund.
1 Schiffspfund = 20 Liesspfund = 400 Skalpund (Schalpfund).
- 33) *Schweiz*: wie in Baden.
- 34) *Württemberg*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·728 Gramm.
1 Zentner = 104 Pfund.

461.

Vergleichungstabelle,
 enthaltend eine Vergleichung von 12 verschiedenen Landesgewichten
 unter einander.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussi- sches Pfund.	Oester- reichsches Pfund.	Baiersches Pfund.	Sächsi- sches Pfund. (Zollpfd.)	Württem- bergsches Pfund.	Kölnsche alte Mark.
1	0·83518 9·92178	0·83520 9·92179	0·93542 9·97101	0·99996 9·99998	2·00037 0·30111
1·19735 0·07822	1	1·00002 0·00001	1·12002 0·04923	1·19730 0·07820	2·39514 0·37933
1·19732 0·07821	0·99998 9·99999	1	1·12000 0·04922	1·19728 0·07819	2·39508 0·37932
1·06904 0·02899	0·89284 9·95077	0·89286 9·95078	1	1·06900 0·02898	2·13847 0·33010
1·00004 0·00002	0·83521 9·92180	0·83523 9·92181	0·93546 9·97102	1	2·00044 0·30113
0·49991 9·69889	0·41751 9·62067	0·41752 9·62068	0·46762 9·66990	0·49989 9·69887	1
1·06756 0·02839	0·89160 9·95017	0·89162 9·95618	0·99862 9·99940	1·06752 0·02838	2·13551 0·32950
0·90941 9·95876	0·75952 9·88054	0·75953 9·88055	0·85068 9·92977	0·90937 9·95874	1·81915 0·25987
0·87558 9·94230	0·73127 9·86408	0·73129 9·86409	0·81904 9·91331	0·87555 9·94228	1·75149 0·24341
0·96982 9·98669	0·80998 9·90847	0·81000 9·90848	0·90720 9·95770	0·96979 9·98668	1·94001 0·28780
1·04660 0·01978	0·87410 9·94156	0·87412 9·94157	0·97901 9·99079	1·04656 0·01976	2·09359 0·32089
2·13807 0·33002	1·78568 0·25180	1·78571 0·25181	2·00000 0·30103	2·13800 0·33001	4·27693 0·63113

461.

Vergleichungstabelle,

enthaltend eine Vergleichung von 12 verschiedenen Landesgewichten
unter einander.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Dänisches und Norweg. Pfund.	Schwedi- sches Pfund.	Russisches Pfund.	Englisches Pfund.	Altfranzö- sisches Pfund (poids du marc).	Kilo- gramm
0·93672 9·97161	1·09962 0·04124	1·14210 0·05770	1·03111 0 01331	0·95548 9·98022	0·46771 9·66998
1·12157 0 04983	1·31662 0 11946	1·36748 0·13592	1·23460 0·09153	1·14404 0·05844	0·56001 9·74820
1·12155 0·04982	1·31660 0·11945	1·36746 0·13591	1·23457 0·09152	1·14401 0·05843	0·56000 9·74819
1·00138 0·00060	1·17553 0·07023	1·22094 0·08669	1·10230 0·04230	1·02144 0·00921	0·50000 9·69897
0·93675 9·97162	1·09966 0·04126	1·14214 0·05772	1·03115 0·01332	0·95551 9·98024	0·46773 9·66999
0·46827 9·67050	0·54971 9·74013	0·57094 9·75659	0 51546 9·71220	0·47765 9·67911	0·23381 9·36887
1	1·17391 0·06963	1·21925 0·08609	1·10078 0·04170	1·02003 0·00861	0·49931 9·69837
0·85186 9·93037	1	1·03863 0·01646	0·93770 9·97206	0·86892 9·93898	0·42534 9·62874
0·82017 9·91391	0·96281 9·98354	1	0·90283 9·95560	0·83660 9·92252	0·40952 9·61228
0·90845 9·95830	1·06644 0·02793	1·10763 0·04440	1	0·92664 9·96691	0·45360 9 65667
0·98037 9·99139	1·15086 0·06102	1·19532 0·07748	1·07960 0·03309	1	0·48951 9·68976
2·00277 0·30163	2·35106 0·37126	2·44188 0·38772	2·20460 0·34333	2·04288 0·31024	1



$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
28.27	63.61	81	729	3.000	2.080
31.41	78.54	100	1000	3.162	2.154
34.55	95.03	121	1331	3.316	2.223
37.69	113.09	144	1728	3.464	2.289
40.84	132.73	169	2197	3.605	2.351
43.98	153.93	196	2744	3.741	2.410
47.12	176.71	225	3375	3.872	2.466
50.26	201.06	256	4096	4.000	2.519
53.40	226.98	289	4913	4.123	2.571
56.54	254.46	324	5832	4.242	2.620
59.69	283.52	361	6859	4.358	2.668
62.83	314.15	400	8000	4.472	2.714
65.97	346.36	441	9261	4.582	2.758
69.11	380.13	484	10648	4.690	2.802
72.25	415.47	529	12167	4.795	2.843
75.39	452.38	576	13824	4.898	2.884
78.54	490.87	625	15625	5.000	2.924
81.68	530.02	676	17576	5.099	2.962
84.82	572.55	729	19683	5.196	3.000
87.96	615.75	784	21952	5.291	3.036
91.10	660.52	841	24389	5.385	3.072
94.24	706.85	900	27000	5.477	3.107
97.38	754.76	961	29791	5.567	3.141
100.53	804.24	1024	32768	5.656	3.174
103.67	855.29	1089	35937	5.744	3.207
106.81	907.92	1156	39304	5.830	3.239
109.95	962.11	1225	42875	5.916	3.271
113.09	1017.87	1296	46656	6.000	3.301
116.23	1075.21	1369	50653	6.082	3.332
119.38	1134.11	1444	54872	6.164	3.361
122.52	1194.59	1521	59319	6.244	3.391
125.66	1256.63	1600	64000	6.324	3.419
128.80	1320.25	1681	68921	6.403	3.448
131.94	1385.44	1764	74088	6.480	3.476
135.08	1452.20	1849	79507	6.557	3.503
138.23	1520.52	1936	85184	6.633	3.530
141.37	1590.43	2025	91125	6.708	3.556
144.51	1661.90	2116	97336	6.782	3.583
147.65	1734.94	2209	103823	6.855	3.608
150.79	1809.55	2304	110592	6.928	3.634
153.93	1885.74	2401	117649	7.000	3.659
157.08	1963.49	2500	125000	7.071	3.684
160.22	2042.82	2601	132651	7.141	3.708
163.36	2123.71	2704	140608	7.211	3.732
166.50	2206.18	2809	148877	7.280	3.756

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
144	452.39	16286.05	20736	2985984	12.000	5.241
145	455.53	16513.03	21025	3048625	12.041	5.253
146	458.67	16741.58	21316	3112136	12.083	5.265
147	461.81	16971.70	21609	3176523	12.124	5.277
148	464.95	17203.40	21904	3241792	12.165	5.289
149	468.09	17436.66	22201	3307949	12.206	5.301
150	471.24	17671.50	22500	3375000	12.247	5.313
151	474.38	17907.90	22801	3442951	12.288	5.325
152	477.52	18145.88	23104	3511808	12.328	5.336
153	480.66	18385.42	23409	3581577	12.369	5.348
154	483.80	18626.54	23716	3652264	12.409	5.360
155	486.94	18869.23	24025	3723875	12.449	5.371
156	490.08	19113.49	24336	3796416	12.489	5.383
157	493.23	19359.32	24649	3869893	12.529	5.394
158	496.37	19606.72	24964	3944312	12.569	5.406
159	499.51	19855.69	25281	4019679	12.609	5.417
160	502.65	20106.24	25600	4096000	12.649	5.428
161	505.79	20358.35	25921	4173281	12.688	5.440
162	508.93	20612.03	26244	4251528	12.727	5.451
163	512.08	20867.20	26569	4330747	12.767	5.462
164	515.22	21124.11	26896	4410944	12.806	5.473
165	518.36	21382.51	27225	4492125	12.845	5.484
166	521.50	21642.48	27556	4574296	12.884	5.495
167	524.64	21904.02	27889	4657463	12.922	5.506
168	527.78	22167.12	28224	4741632	12.961	5.517
169	530.93	22431.80	28561	4826809	13.000	5.528
170	534.07	22698.06	28900	4913000	13.038	5.539
171	537.31	22965.88	29241	5000211	13.076	5.550
172	540.35	23235.27	29584	5088448	13.114	5.561
173	543.49	23506.23	29929	5177717	13.152	5.572
174	546.03	23778.77	30276	5268024	13.190	5.582
175	549.78	24052.87	30625	5359375	13.228	5.593
176	552.92	24328.55	30976	5451776	13.266	5.604
177	556.06	24605.79	31329	5545233	13.304	5.614
178	559.20	24884.61	31684	5639752	13.341	5.625
179	562.34	25165.00	32041	5735339	13.379	5.635
180	565.48	25446.96	32400	5832000	13.416	5.646
181	568.62	25730.48	32761	5929741	13.453	5.656
182	571.77	26015.58	33124	6028568	13.490	5.667
183	574.91	26302.26	33489	6128487	13.527	5.677
184	578.05	26590.50	33856	6229504	13.564	5.687
185	581.19	26880.31	34225	6331625	13.601	5.698
186	584.33	27171.69	34596	6434856	13.638	5.708
187	587.47	27464.65	34969	6539203	13.674	5.718
188	590.62	27759.17	35344	6644672	13.711	5.728

n	$n \cdot \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
99	311.01	7697.68	9801	970299	9.949	4.626
100	314.15	7853.97	10000	1000000	10.000	4.641
101	317.30	8011.86	10201	1030301	10.049	4.657
102	320.41	8171.30	10404	1061208	10.099	4.672
103	323.58	8332.30	10609	1092727	10.148	4.687
104	326.72	8494.88	10816	1124864	10.198	4.702
105	329.86	8659.03	11025	1157625	10.246	4.717
106	333.00	8824.75	11236	1191016	10.295	4.732
107	336.15	8992.04	11449	1225043	10.344	4.747
108	339.29	9160.90	11664	1259712	10.392	4.762
109	342.43	9331.33	11881	1295029	10.440	4.776
110	345.57	9503.34	12100	1331000	10.488	4.791
111	348.71	9676.91	12321	1367631	10.535	4.805
112	351.85	9852.05	12544	1404928	10.583	4.820
113	355.01	10028.77	12769	1442897	10.630	4.834
114	358.14	10207.05	12996	1481544	10.677	4.848
115	361.28	10386.91	13225	1520875	10.723	4.862
116	364.42	10568.34	13456	1560896	10.770	4.876
117	367.56	10751.34	13689	1601613	10.816	4.890
118	370.70	10935.90	13924	1643032	10.862	4.904
119	373.81	11122.04	14161	1685159	10.908	4.918
120	376.99	11309.76	14400	1728000	10.954	4.932
121	380.13	11499.04	14641	1771561	11.000	4.946
122	388.27	11689.89	14884	1815848	11.045	4.959
123	336.41	11882.31	15129	1860867	11.090	4.973
124	389.55	12076.31	15376	1906624	11.135	4.986
125	392.70	12271.87	15625	1953125	11.180	5.000
126	395.84	12469.01	15876	2000376	11.224	5.013
127	398.98	12667.71	16129	2048383	11.269	5.026
128	402.12	12867.99	16384	2097152	11.313	5.039
129	405.26	13069.84	16641	2146689	11.357	5.052
130	408.10	13273.26	16900	2197000	11.401	5.065
131	411.54	13478.24	17161	2248091	11.445	5.078
132	414.69	13694.80	17424	2299968	11.489	5.091
133	417.83	13892.94	17689	2352637	11.532	5.104
134	420.97	14102.64	17956	2406104	11.575	5.117
135	424.11	14313.91	18225	2460375	11.618	5.129
136	427.25	14526.75	18496	2515456	11.661	5.142
137	430.39	14741.17	18769	2571353	11.704	5.155
138	433.54	14957.15	19044	2620872	11.747	5.167
139	436.68	15174.71	19321	2685619	11.789	5.180
140	439.82	15393.84	19600	2744000	11.832	5.192
141	442.96	15614.53	19881	2803221	11.874	5.204
142	446.10	15836.80	20164	2863288	11.916	5.217
143	449.24	16060.64	20449	2924207	11.958	5.229

n	$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
144	452.39	16286.05	20736	2985984	12.000	5.241
145	455.53	16513.03	21025	3048625	12.041	5.253
146	458.67	16741.58	21316	3112136	12.083	5.265
147	461.81	16971.70	21609	3176523	12.124	5.277
148	464.95	17203.40	21904	3241792	12.165	5.289
149	468.09	17436.66	22201	3307949	12.206	5.301
150	471.24	17671.50	22500	3375000	12.247	5.313
151	474.38	17907.90	22801	3442951	12.288	5.325
152	477.52	18145.88	23104	3511808	12.328	5.336
153	480.66	18385.42	23409	3581577	12.369	5.348
154	483.80	18626.54	23716	3652264	12.409	5.360
155	486.94	18869.23	24025	3723875	12.449	5.371
156	490.08	19113.49	24336	3796416	12.489	5.383
157	493.23	19359.32	24649	3869893	12.529	5.394
158	496.37	19606.72	24964	3944312	12.569	5.406
159	499.51	19855.69	25281	4019679	12.609	5.417
160	502.65	20106.24	25600	4096000	12.649	5.428
161	505.79	20358.35	25921	4173281	12.688	5.440
162	508.93	20612.03	26244	4251528	12.727	5.451
163	512.08	20867.20	26569	4330747	12.767	5.462
164	515.22	21124.11	26896	4410944	12.806	5.473
165	518.36	21382.51	27225	4492125	12.845	5.484
166	521.50	21642.48	27556	4574296	12.884	5.495
167	524.64	21904.02	27889	4657463	12.922	5.506
168	527.78	22167.12	28224	4741632	12.961	5.517
169	530.93	22431.80	28561	4826809	13.000	5.528
170	534.07	22698.06	28900	4913000	13.038	5.539
171	537.21	22965.88	29241	5000211	13.076	5.550
172	540.35	23235.27	29584	5088448	13.114	5.561
173	543.49	23506.23	29929	5177717	13.152	5.572
174	546.63	23778.77	30276	5268024	13.190	5.582
175	549.78	24052.87	30625	5359375	13.228	5.593
176	552.92	24328.55	30976	5451776	13.266	5.604
177	556.06	24605.79	31329	5545233	13.304	5.614
178	559.20	24884.61	31684	5639752	13.341	5.625
179	562.34	25165.00	32041	5735339	13.379	5.635
180	565.48	25446.96	32400	5832000	13.416	5.646
181	568.62	25730.48	32761	5929741	13.453	5.656
182	571.77	26015.58	33124	6028568	13.490	5.667
183	574.91	26302.26	33489	6128487	13.527	5.677
184	578.05	26590.50	33856	6229504	13.564	5.687
185	581.19	26880.31	34225	6331625	13.601	5.698
186	584.33	27171.69	34596	6434856	13.638	5.708
187	587.47	27464.65	34969	6539203	13.674	5.718
188	590.62	27759.17	35344	6644672	13.711	5.728



n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^3	n^4	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
234	735.13	49005.36	54756	12812904	15.297	6.162
235	738.27	43373.71	55225	12977875	15.329	6.171
236	741.41	43743.63	55696	13144256	15.362	6.179
237	744.55	44115.11	56169	13312033	15.394	6.186
238	747.68	44488.19	56644	13481272	15.427	6.197
239	750.88	44862.83	57121	13651619	15.459	6.206
240	753.98	45239.04	57600	13824000	15.491	6.214
241	757.12	45616.81	58081	13997521	15.524	6.223
242	760.26	45996.16	58564	14172488	15.556	6.231
243	763.40	46377.08	59049	14348907	15.588	6.240
244	766.52	46759.57	59536	14526784	15.620	6.248
245	769.92	47143.63	60025	14706125	15.652	6.257
246	772.83	47529.26	60516	14886936	15.684	6.266
247	775.97	47916.46	61009	15069223	15.716	6.274
248	779.11	48305.24	61504	15252992	15.748	6.282
249	782.25	48695.58	62001	15438249	15.779	6.291
250	785.40	49087.50	62500	15625000	15.811	6.299
251	788.54	49480.98	63001	15813251	15.842	6.307
252	791.68	49876.04	63504	16003008	15.874	6.316
253	794.82	50272.66	64009	16194277	15.905	6.324
254	797.96	50670.86	64516	16387064	15.937	6.333
255	801.10	51070.63	65025	16581375	15.968	6.341
256	804.24	51471.96	65536	16777216	16.000	6.349
257	807.39	51874.88	66049	16974593	16.031	6.357
258	810.53	52279.36	66564	17173512	16.062	6.366
259	813.67	52685.41	67081	17373979	16.093	6.374
260	816.81	53093.04	67600	17576000	16.124	6.382
261	819.97	53502.23	68121	17779581	16.155	6.390
262	823.09	53912.99	68644	17984728	16.186	6.398
263	826.24	54325.33	69169	18191447	16.217	6.406
264	829.38	54739.23	69696	18399744	16.248	6.415
265	832.52	55154.71	70225	18609625	16.278	6.423
266	835.66	55571.76	70756	18821096	16.309	6.431
267	838.80	55990.38	71289	19034163	16.340	6.439
268	841.94	56410.56	71824	19248832	16.370	6.447
269	845.09	56832.32	72361	19465109	16.401	6.455
270	848.23	57255.66	72900	19683000	16.431	6.463
271	851.37	57680.56	73441	19902511	16.462	6.471
272	854.51	58107.03	73984	20123648	16.492	6.479
273	857.65	58535.07	74529	20346417	16.522	6.487
274	860.79	58964.69	75076	20570824	16.552	6.495
275	863.94	59395.87	75625	20796875	16.583	6.502
276	867.08	59828.63	76176	21024576	16.613	6.510
277	870.22	60262.95	76729	21253933	16.643	6.518
278	873.36	60698.85	77284	21484952	16.673	6.526



n	$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
324	1017.47	82448.15	104976	34012224	18.000	6.868
325	1021.02	82957.87	105625	34328125	18.028	6.875
326	1024.16	83469.17	106276	34645976	18.055	6.882
327	1027.30	83982.60	106929	34965783	18.083	6.889
328	1030.44	84496.47	107584	35287552	18.111	6.896
329	1033.58	85012.48	108241	35611289	18.138	6.903
330	1036.72	85530.06	108900	35937000	18.166	6.910
331	1039.86	86049.20	109561	36264691	18.193	6.917
332	1043.01	86569.92	110224	36594368	18.221	6.924
333	1046.15	87092.22	110889	36926037	18.248	6.931
334	1049.29	87616.08	111556	37259704	18.276	6.938
335	1052.43	88141.51	112225	37595375	18.303	6.945
336	1055.57	88668.51	112896	37933056	18.330	6.952
337	1058.71	89197.09	113569	38272753	18.357	6.959
338	1061.86	89727.23	114244	38614472	18.385	6.966
339	1065.02	90258.95	114921	38958219	18.412	6.973
340	1068.14	90792.24	115600	39304000	18.439	6.979
341	1071.28	91327.09	116281	39651821	18.466	6.986
342	1074.27	91863.52	116964	40001688	18.493	6.993
343	1077.56	92401.15	117649	40353607	18.520	7.000
344	1080.71	92941.09	118336	40707584	18.547	7.007
345	1083.85	93482.23	119025	41063625	18.574	7.014
346	1086.99	94024.94	119716	41421736	18.601	7.020
347	1090.35	94569.22	120409	41781923	18.628	7.027
348	1093.07	95115.08	121104	42144192	18.655	7.034
349	1096.41	95662.50	121801	42508549	18.681	7.040
350	1099.56	96211.50	122500	42875000	18.708	7.047
351	1102.70	96762.06	123201	43243551	18.735	7.054
352	1105.84	97314.20	123904	43614208	18.762	7.061
353	1108.98	97867.90	124609	43986977	18.788	7.067
354	1112.62	98423.18	125316	44361864	18.815	7.074
355	1115.26	98980.03	126025	44738875	18.842	7.081
356	1118.40	99538.45	126736	45118016	18.868	7.087
357	1121.55	100098.43	127449	45499293	18.894	7.094
358	1124.69	100660.00	128164	45882712	18.921	7.101
359	1127.83	101223.13	128881	46268279	18.947	7.107
360	1130.97	101787.84	129600	46656000	18.974	7.114
361	1134.11	102354.11	130321	47045881	19.000	7.120
362	1137.25	102921.95	131044	47437928	19.026	7.127
363	1140.40	103491.31	131769	47832147	19.052	7.133
364	1143.54	104062.35	132496	48228544	19.079	7.140
365	1146.68	104634.91	133225	48627125	19.105	7.146
366	1149.82	105209.04	133956	49027896	19.131	7.152
367	1152.96	105784.74	134689	49430863	19.157	7.159
368	1156.10	106362.00	135424	49836032	19.183	7.166





n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^3	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
459	1441.99	165468.85	210681	96702579	21.424	7.714
460	1445.13	166190.64	211600	97336000	21.447	7.719
461	1448.27	166913.99	212521	97972181	21.471	7.725
462	1451.41	167638.91	213444	98611128	21.494	7.731
463	1454.56	168365.41	214369	99252847	21.517	7.736
464	1457.70	169093.47	215296	99897345	21.541	7.742
465	1460.84	169823.11	216225	100544625	21.564	7.747
466	1463.98	170554.32	217156	101194696	21.587	7.753
467	1467.12	171287.10	218089	101847563	21.610	7.758
468	1470.26	172021.44	219024	102503232	21.633	7.764
469	1473.41	172757.36	219961	103161709	21.656	7.769
470	1476.55	173494.86	220900	103823000	21.679	7.775
471	1479.69	174233.92	221841	104487111	21.702	7.780
472	1482.83	174974.55	222784	105154048	21.725	7.786
473	1485.97	175716.75	223729	105823817	21.749	7.791
474	1489.11	176460.45	224676	106496424	21.771	7.797
475	1492.26	177205.87	225625	107171875	21.794	7.802
476	1495.36	177952.79	226576	107850176	21.817	7.808
477	1498.54	178701.27	227529	108531333	21.840	7.813
478	1501.68	179451.33	228484	109215352	21.863	7.819
479	1504.82	180202.96	229441	109902239	21.886	7.824
480	1507.96	180956.16	230400	110592000	21.909	7.830
481	1511.10	181712.92	231361	111284641	21.932	7.835
482	1514.25	182467.26	232324	111980168	21.954	7.840
483	1517.39	183225.18	233289	112678587	21.977	7.846
484	1520.53	183984.66	234256	113379904	22.000	7.851
485	1523.67	184745.71	235225	114084125	22.023	7.857
486	1526.81	185508.33	236196	114791256	22.045	7.862
487	1529.95	186272.53	237169	115501303	22.069	7.868
488	1533.09	187038.29	238144	116214272	22.091	7.873
489	1536.24	187805.63	239121	116936169	22.113	7.878
490	1539.38	188574.54	240100	117649000	22.136	7.884
491	1542.52	189345.01	241081	118370771	22.158	7.889
492	1545.66	190117.06	242064	119095488	22.181	7.894
493	1548.80	190890.68	243049	119823157	22.204	7.899
494	1551.95	191665.87	244036	120553784	22.226	7.905
495	1555.09	192442.63	245025	121287375	22.248	7.910
496	1558.23	193220.96	246016	122023936	22.271	7.915
497	1561.37	194000.86	247009	122763473	22.293	7.921
498	1564.51	194782.34	248004	123505992	22.316	7.926
499	1567.55	195565.38	249001	124251499	22.338	7.932
500	1570.80	196350.00	250000	125000000	22.361	7.937
501	1573.94	197136.18	251001	125751501	22.383	7.942
502	1577.08	197923.94	252004	126506008	22.405	7.947
503	1580.22	198713.26	253009	127263527	22.428	7.953



n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
549	1724.73	236720.34	301401	165469149	23.431	8.188
550	1727.88	237583.50	302500	166375000	23.452	8.193
551	1731.02	238448.22	303601	167284151	23.473	8.198
552	1734.16	239314.52	304704	168196608	23.495	8.203
553	1737.30	240182.38	305809	169112377	23.516	8.208
554	1740.44	241051.82	306916	170031464	23.537	8.213
555	1743.58	241922.83	308025	170953875	23.558	8.218
556	1746.72	242795.41	309136	171879616	23.579	8.223
557	1749.77	243669.56	310249	172808693	23.601	8.228
558	1753.09	244545.28	311364	173741112	23.622	8.233
559	1756.15	245422.57	312481	174676879	23.643	8.238
560	1759.29	246301.44	313600	175616000	23.664	8.242
561	1762.43	247181.87	314721	176558481	23.685	8.247
562	1765.57	248063.87	315844	177504328	23.706	8.252
563	1768.72	248947.45	316969	178453547	23.728	8.257
564	1771.86	249832.59	318096	179406144	23.749	8.262
565	1775.00	250719.31	319225	180362125	23.769	8.267
566	1778.14	251607.60	320356	181321496	23.791	8.272
567	1781.28	252497.36	321489	182284263	23.812	8.277
568	1784.42	253388.88	322624	183250432	23.833	8.282
569	1787.57	254281.88	323761	185220009	23.854	8.286
570	1790.71	255176.64	324900	185193000	23.875	8.291
571	1793.85	256072.60	326041	186169411	23.896	8.296
572	1796.99	256970.31	327184	187149248	23.916	8.301
573	1800.13	257869.59	328329	188132517	23.937	8.306
574	1803.27	258770.45	329476	189119224	23.958	8.311
575	1806.42	259672.87	330625	190109375	23.979	8.315
576	1809.56	260576.87	331776	191102976	24.000	8.320
577	1812.80	261482.43	332929	192100033	24.021	8.325
578	1815.84	262388.57	334084	193100552	24.042	8.330
579	1818.98	263298.28	335241	194101539	24.062	8.335
580	1822.12	264208.56	336400	195112000	24.083	8.339
581	1825.26	265120.46	337561	196122941	24.104	8.344
582	1828.41	266033.82	338724	197137368	24.125	8.349
583	1831.55	266948.82	339889	198155287	24.145	8.354
584	1834.69	267865.38	341056	199176704	24.166	8.359
585	1837.83	268783.57	342225	200201625	24.187	8.363
586	1840.97	269703.21	343396	201230056	24.207	8.368
587	1844.11	270624.49	344569	202262003	24.228	8.373
588	1847.26	271547.33	345744	203297472	24.249	8.378
589	1850.40	272471.75	346921	204336469	24.269	8.382
590	1853.54	273397.74	348100	205379000	24.289	8.387
591	1856.68	274325.29	349281	206425071	24.310	8.392
592	1859.82	275254.42	350464	207474688	24.331	8.397
593	1862.96	276185.12	351649	208527857	24.351	8.401





n	$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
639	2007.48	320895.31	408321	260917119	25.278	8.613
640	2010.62	321699.84	409600	262144000	25.298	8.618
641	2013.76	322705.93	410881	263374721	25.318	8.622
642	2016.90	323713.60	412164	264609288	25.338	8.627
643	2020.04	324722.84	413449	265847707	25.357	8.631
644	2023.19	325733.65	414736	267089984	25.377	8.636
645	2026.33	326746.03	416025	268836125	25.397	8.640
646	2029.47	327759.98	417316	269586136	25.416	8.644
647	2032.61	328775.50	418609	270840023	25.436	8.649
648	2035.76	329792.60	419904	272097792	25.456	8.653
649	2038.89	330811.26	421201	273359449	25.475	8.658
650	2042.04	331831.50	422500	274625000	25.495	8.662
651	2045.18	332853.40	423801	275894451	25.515	8.667
652	2048.32	333876.68	425104	277167808	25.534	8.671
653	2051.46	334901.62	426409	278445077	25.554	8.676
654	2054.60	335928.14	427716	279726264	25.573	8.680
655	2057.74	336956.23	429025	281011375	25.593	8.684
656	2060.88	337985.89	430336	282800116	25.612	8.689
657	2064.03	339017.12	431649	283593393	25.632	8.693
658	2067.17	340049.92	432964	284890312	25.651	8.698
659	2070.31	341084.29	434281	286191179	25.671	8.702
660	2073.45	342120.24	435600	287496000	25.690	8.706
661	2076.59	343157.75	436921	288804781	25.710	8.711
662	2079.73	344196.33	438244	290117528	25.720	8.715
663	2082.88	345237.49	439569	291434247	25.749	8.719
664	2086.02	346279.71	440896	292754944	25.768	8.724
665	2089.16	347323.51	442225	294079625	25.787	8.728
666	2092.30	348368.88	443556	295408296	25.807	8.733
667	2095.44	349416.40	444889	296740963	25.826	8.737
668	2098.58	350464.32	446224	298077632	25.846	8.742
669	2101.73	351514.30	447561	299418309	25.865	8.746
670	2104.87	352566.06	448900	300763000	25.884	8.750
671	2108.01	353619.28	450241	302111711	25.904	8.753
672	2111.15	354674.07	451584	303464448	25.923	8.759
673	2114.29	355730.43	452929	304821217	25.942	8.763
674	2117.43	356788.37	454276	306182024	25.961	8.768
675	2120.58	357847.87	455625	307546875	25.981	8.772
676	2123.72	358908.95	456976	308915776	26.000	8.776
677	2126.86	359971.59	458329	310288733	26.019	8.781
678	2130.00	361035.81	459684	311665752	26.038	8.785
679	2133.14	362101.60	461041	313046839	26.058	8.789
680	2136.28	363168.96	462400	314432000	26.077	8.794
681	2139.42	364237.88	463761	315821241	26.096	8.798
682	2142.57	365308.38	465124	317214568	26.115	8.802

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
683	2145.71	386380.40	466489	318611987	26.134	8.807
684	2148.85	367454.10	467856	320013504	26.153	8.811
685	2151.99	368529.31	469225	321419125	26.172	8.815
686	2155.13	369600.60	470596	322828856	26.192	8.819
687	2158.27	370684.45	471969	324242703	26.211	8.824
688	2161.42	371764.37	473344	325660672	26.229	8.828
689	2164.56	372845.87	474721	327082769	26.249	8.832
690	2167.70	373928.94	476100	328509000	26.268	8.836
691	2170.84	375013.57	477481	329939371	26.287	8.841
692	2173.98	376099.78	478864	331373888	26.306	8.845
693	2177.12	377187.56	480249	332812557	26.325	8.849
694	2180.27	378276.91	481636	334255384	26.344	8.853
695	2183.41	379367.83	483025	335702375	26.363	8.858
696	2186.55	380460.32	484416	337153536	26.382	8.862
697	2189.69	381554.38	485809	338608873	26.401	8.866
698	2192.83	382650.02	487204	340068392	26.419	8.870
699	2195.97	383747.22	488601	341532099	26.439	8.875
700	2199.12	384846.00	490000	343000000	26.457	8.879
701	2202.26	385949.52	491401	344472101	26.476	8.883
702	2205.40	387048.26	492804	345948088	26.495	8.887
703	2208.54	388151.74	494209	347428927	26.514	8.892
704	2211.68	389256.80	495616	348913664	26.533	8.896
705	2214.82	390363.43	497025	350402625	26.552	8.900
706	2217.96	391471.63	498436	351895816	26.571	8.904
707	2221.11	392581.40	499849	353393243	26.589	8.908
708	2224.25	393692.74	501264	354894912	26.608	8.913
709	2227.39	394805.65	502681	356400829	26.627	8.917
710	2230.53	395920.14	504100	357911000	26.645	8.921
711	2233.67	397036.19	505521	359425431	26.664	8.925
712	2236.81	398153.81	506944	360944128	26.683	8.929
713	2239.96	399273.01	508369	362467087	26.702	8.934
714	2243.10	400393.73	509796	363994344	26.721	8.938
715	2246.24	401516.11	511225	365525875	26.739	8.942
716	2249.38	402640.02	512656	367061696	26.758	8.946
717	2252.52	403765.50	514089	368601813	26.777	8.950
718	2255.66	404892.54	515524	370146232	26.795	8.954
719	2258.81	406021.16	516961	371694959	26.814	8.959
720	2261.95	407151.36	518400	373248000	26.833	8.963
721	2265.09	408283.12	519841	374805361	26.851	8.967
722	2268.24	409416.45	521284	376367048	26.870	8.971
723	2271.37	410551.25	522729	377933067	26.889	8.975
724	2274.51	411687.93	524176	379503424	26.907	8.979
725	2277.66	412825.87	525625	381078125	26.926	8.983
726	2280.80	413965.24	527076	382657176	26.944	8.987

n	n π	n² $\frac{\pi}{4}$	n²	n³	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
771	2422.17	466873.96	594441	458314011	27.767	9.169
772	2425.31	468085.83	595984	460099648	27.785	9.173
773	2428.45	469299.27	597529	461889917	27.803	9.177
774	2431.59	470514.29	599076	463684824	27.821	9.181
775	2434.74	471730.87	600625	465484375	27.839	9.185
776	2437.88	472949.03	602176	467288576	27.857	9.189
777	2441.02	474168.75	603729	469097433	27.875	9.193
778	2444.16	475396.05	605284	470910952	27.893	9.197
779	2447.30	476612.92	606841	472729139	27.910	9.201
780	2450.44	477837.36	608400	474552000	27.928	9.205
781	2453.58	479063.36	609961	476379541	27.946	9.209
782	2456.73	480290.94	611524	478211768	27.964	9.213
783	2459.87	481520.10	613089	480048687	27.982	9.217
784	2463.01	482750.82	614656	481890304	28.000	9.221
785	2466.15	483983.11	619225	483736025	28.017	9.225
786	2469.29	485216.97	617796	485587656	28.036	9.229
787	2472.43	486452.41	619369	487443403	28.053	9.233
788	2475.48	487689.73	620944	489303872	28.071	9.237
789	2478.72	488927.99	622521	491169069	28.089	9.240
790	2481.86	490168.14	624100	493039000	28.107	9.244
791	2485.00	491409.85	625681	494913671	28.125	9.248
792	2488.14	492653.14	627264	496793088	28.142	9.252
793	2491.28	493898.20	628849	498677257	28.160	9.256
794	2494.43	495144.43	630436	500566184	28.178	9.260
795	2497.57	496392.43	632025	502459875	28.196	9.264
796	2500.71	497648.40	633616	504358336	28.213	9.268
797	2503.85	498893.14	635209	506261573	28.231	9.271
798	2506.99	500145.86	636804	508169592	28.249	9.275
799	2510.13	501400.14	638401	510082399	28.266	9.279
800	2513.28	502656.00	640000	512000000	28.284	9.283
801	2516.42	503913.42	641601	513922401	28.302	9.287
802	2519.56	505172.43	643204	515849608	28.319	9.291
803	2522.70	506432.98	644809	517781627	28.337	9.295
804	2525.84	507655.52	646416	519718464	28.355	9.299
805	2528.98	508958.83	648025	521660125	28.372	9.302
806	2532.12	510224.11	649636	523606616	28.390	9.306
807	2535.27	511490.96	651249	525557943	28.408	9.310
808	2538.41	512759.38	652864	527514112	28.425	9.314
809	2541.55	514029.37	654481	529474129	28.443	9.318
810	2544.09	515300.94	656100	531441000	28.460	9.322
811	2547.83	516574.07	657721	533411731	28.478	9.325
812	2550.97	517848.77	659344	535387328	28.496	9.329
813	2554.12	519125.05	660969	537366797	28.513	9.333
814	2557.26	520402.85	662596	539353144	28.531	9.337

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
771	2422'17	466873'96	594441	458314011	27'767	9'166
772	2425'31	468085'83	595984	460099648	27'785	9'173
773	2428'45	469299'27	597529	461889917	27'803	9'177
774	2431'59	470514'29	599076	463684824	27'821	9'181
775	2434'74	471730'87	600625	465484375	27'839	9'185
776	2437'88	472949'03	602176	467288576	27'857	9'189
777	2441'02	474168'75	603729	469097433	27'875	9'193
778	2444'16	475396'05	605284	470910952	27'893	9'197
779	2447'30	476612'92	606841	472729139	27'910	9'201
780	2450'44	477837'36	608400	474552000	27'928	9'206
781	2453'58	479063'36	609961	476379541	27'946	9'209
782	2456'73	480290'94	611524	478211768	27'964	9'213
783	2459'87	481520'10	613089	480048687	27'982	9'217
784	2463'01	482750'82	614656	481890304	28'000	9'221
785	2466'15	483983'11	616225	483736025	28'017	9'225
786	2469'29	485216'97	617796	485587656	28'036	9'229
787	2472'43	486452'41	619369	487443403	28'053	9'233
788	2475'48	487689'73	620944	489303872	28'071	9'237
789	2478'72	488927'99	622521	491169069	28'089	9'240
790	2481'86	490168'14	624100	493039000	28'107	9'244
791	2485'00	491409'85	625681	494913671	28'125	9'248
792	2488'14	492653'14	627264	496793088	28'142	9'252
793	2491'28	493898'20	628849	498677257	28'160	9'256
794	2494'43	495144'43	630436	500566184	28'178	9'260
795	2497'57	496392'43	632025	502459875	28'196	9'264
796	2500'71	497648'40	633616	504358336	28'213	9'268
797	2503'85	498893'14	635209	506261573	28'231	9'271
798	2506'99	500145'86	636804	508169592	28'249	9'275
799	2510'13	501400'14	638401	510082399	28'266	9'279
800	2513'28	502656'00	640000	512000000	28'284	9'283
801	2516'42	503913'42	641601	513922401	28'302	9'287
802	2519'56	505172'43	643204	515849608	28'319	9'291
803	2522'70	506432'98	644809	517781627	28'337	9'295
804	2525'84	507695'52	646416	519718464	28'355	9'299
805	2528'98	508958'83	648025	521660125	28'372	9'302
806	2532'12	510224'11	649636	523606616	28'390	9'306
807	2535'27	511490'96	651249	525557943	28'408	9'310
808	2538'41	512759'38	652864	527514112	28'425	9'314
809	2541'55	514029'37	654481	529474129	28'443	9'318
810	2544'09	515300'94	656100	531441000	28'460	9'322
811	2547'23	516574'07	657721	533411731	28'478	9'326
812	2550'37	517848'77	659344	535387328	28'496	9'329
813	2553'12	519125'05	660969	537366797	28'513	9'333
814	2556'26	520402'85	662596	539353144	28'531	9'337



n	$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
815	2560.40	521682.31	664225	541343375	28.548	9.341
816	2563.54	522663.30	665856	543338496	28.566	9.345
817	2566.68	524245.86	667489	545338513	28.583	9.348
818	2569.82	525529.98	669124	547343432	28.601	9.352
819	2572.97	526815.68	670761	549353259	28.618	9.356
820	2576.11	528102.96	672400	551368000	28.636	9.360
821	2579.25	529391.80	674041	553387661	28.653	9.364
822	2582.39	530682.21	675684	555412248	28.670	9.367
823	2585.53	531974.39	677329	557441767	28.688	9.371
824	2588.64	533267.75	678976	559476224	28.705	9.375
825	2591.82	534562.87	680625	561515625	28.723	9.379
826	2594.96	535859.57	682276	563559976	28.740	9.383
827	2598.10	537159.83	683929	565609283	28.758	9.386
828	2601.24	538457.62	685584	567663552	28.775	9.390
829	2604.38	539759.08	687241	569722789	28.792	9.394
830	2607.52	541062.06	688900	571787000	28.810	9.398
831	2610.66	542366.60	690561	573856191	28.827	9.401
832	2613.81	543672.72	692224	575930368	28.844	9.405
833	2616.95	544980.52	693889	578009537	28.862	9.409
834	2620.09	546289.68	695556	580093704	28.879	9.413
835	2623.23	547600.51	697225	582182875	28.896	9.417
836	2626.37	548912.91	698896	584277056	28.914	9.420
837	2629.51	550226.39	700569	586376253	28.931	9.424
838	2632.64	551542.43	702244	588480472	28.948	9.428
839	2635.80	552859.58	703921	590589719	28.965	9.432
840	2638.94	554178.24	705600	592704000	28.983	9.435
841	2642.08	555498.49	707281	594823321	29.000	9.439
842	2645.22	556820.32	708964	596947688	29.017	9.443
843	2648.36	558143.72	710649	599077107	29.034	9.447
844	2651.51	559468.69	712336	601211584	29.052	9.450
845	2654.65	560795.23	714025	603351125	29.069	9.454
846	2657.79	562123.34	715716	605495736	29.086	9.458
847	2660.93	563456.82	717409	607645423	29.103	9.461
848	2664.07	564784.28	719104	609800192	29.120	9.465
849	2667.21	566117.10	720801	611960049	29.138	9.469
850	2670.36	567451.59	722500	614125000	29.155	9.473
851	2673.50	568787.46	724201	616295051	29.172	9.476
852	2676.64	570125.00	725904	618470208	29.189	9.480
853	2679.78	571464.10	727609	620650477	29.206	9.483
854	2682.92	572804.78	729316	622835864	29.223	9.487
855	2686.06	574147.03	731025	625026375	29.240	9.491
856	2689.20	575490.85	732736	627222016	29.257	9.495
857	2692.35	576836.24	734449	629422793	29.274	9.499
858	2695.49	578183.20	736164	631628712	29.292	9.502

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^3	n^3	\sqrt{n}
859	2698'63	579531'73	737881	633839779	29'309
860	2701'77	580881'84	739600	636056000	29'326
861	2704'91	582233'51	741321	638277381	29'343
862	2708'05	583586'75	743044	640503928	29'360
863	2711'20	584941'57	744769	642735647	29'377
864	2714'34	586297'95	746496	644972544	29'394
865	2717'48	587655'91	748225	647214625	29'411
866	2720'66	589015'41	749956	649461896	29'428
867	2723'76	590376'54	751689	651714363	29'445
868	2726'90	591739'20	753424	653972032	29'462
869	2730'05	593103'44	755161	656234909	29'479
870	2733'19	594469'26	756900	658503000	29'496
871	2736'33	595836'44	758641	660776311	29'513
872	2739'87	597205'59	760384	663054848	29'529
873	2742'61	598576'91	762129	665338617	29'546
874	2745'75	599948'21	763876	667627624	29'563
875	2748'90	601321'87	765625	669921875	29'580
876	2752'04	602697'11	767376	672221376	29'597
877	2755'18	604073'91	769129	674526133	29'614
878	2758'32	605451'49	770884	676836152	29'631
879	2761'46	606832'24	772641	679151439	29'648
880	2764'60	608213'76	774400	681472000	29'665
881	2767'74	609596'44	776161	683797841	29'682
882	2770'89	610981'50	777924	686128968	29'698
883	2774'03	612367'74	779689	688465387	29'715
884	2777'17	613755'54	781456	690807104	29'732
885	2780'31	615144'91	783225	693154125	29'749
886	2783'45	616535'85	784996	695506456	29'766
887	2786'59	617928'37	786769	697864103	29'782
888	2789'73	619322'45	788544	700227072	29'799
889	2792'88	620718'11	790321	702595369	29'816
890	2796'02	622115'34	792100	704969000	29'833
891	2799'16	623514'13	793881	707347971	29'850
892	2802'30	624914'50	795664	709732288	29'866
893	2805'44	626316'44	797449	712121957	29'883
894	2808'59	627719'95	799236	714516984	29'900
895	2811'73	629124'35	801025	716917375	29'916
896	2814'87	630531'68	802816	719323136	29'933
897	2818'02	631939'90	804609	721734273	29'950
898	2821'15	633349'70	806404	724150792	29'967
899	2824'29	634768'13	808201	726572699	29'983
900	2827'44	636174'00	810000	729000000	30'000
901	2830'58	637588'50	811804	731432701	30'017
902	2833'72	639004'58	813604	733870808	30'033

п	π π	π'
947	2975·09	704350
948	2978·23	705841
949	2981·37	707332
950	2984·52	708823
951	2987·66	710316
952	2990·72	711811
953	2993·94	713307
954	2997·08	714805
955	3000·22	716304
956	3003·36	717805
957	3006·51	719307
958	3009·65	720811
959	3012·79	722317
960	3015·93	723824
961	3019·07	725333
962	3022·21	726843
963	3025·36	728355
964	3028·50	729869
965	3031·64	731384
966	3034·78	732900
967	3037·92	734418
968	3041·06	735938
969	3044·21	737459
970	3047·35	738982
971	3050·49	740507
972	3053·63	742033
973	3056·77	743560
974	3059·91	745090
975	3063·06	746620
976	3066·20	748153
977	3069·36	749687
978	3072·48	751222
979	3075·62	752759
980	3078·76	754298
981	3081·90	755838
982	3085·05	757380
983	3088·19	758923
984	3091·33	760468
985	3094·47	762014
986	3097·61	763562
987	3100·75	765119
988	3103·90	766663
989	3107·04	768216
990	3110·18	769770



n	$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
991	3113.32	771326.41	982081	973242271	31.480	9.970
992	3116.46	772883.86	984064	976191488	31.496	9.973
993	3119.60	774442.88	986049	979146657	31.512	9.977
994	3122.75	776003.47	988036	982107784	31.528	9.980
995	3125.89	777565.63	990025	985074875	31.544	9.983
996	3129.03	779129.36	992016	988047936	31.559	9.987
997	3132.17	780694.66	994009	991026973	31.575	9.990
998	3135.11	782261.54	996004	994011992	31.591	9.993
999	3138.45	783829.98	998001	997002999	31.607	9.997
1000	3141.60	785400.00	1000000	1000000000	31.623	10.000

464.

Länge der Kreisbögen für den Radius 1.

Grade	Länge	Grade	Länge	Grade	Länge	Grade	Länge	Grade	Länge
1	0.01745	21	0.36652	41	0.71558	61	1.06465	81	1.41372
2	0.03491	22	0.38397	42	0.73304	62	1.08210	82	1.43117
3	0.05236	23	0.40143	43	0.75049	63	1.09956	83	1.44862
4	0.06981	24	0.41888	44	0.76794	64	1.11701	84	1.46608
5	0.08726	25	0.43633	45	0.78540	65	1.13446	85	1.48353
6	0.10472	26	0.45379	46	0.80285	66	1.15191	86	1.50098
7	0.12217	27	0.47124	47	0.82030	67	1.16937	87	1.51844
8	0.13963	28	0.48869	48	0.83776	68	1.18682	88	1.53589
9	0.15708	29	0.50615	49	0.85521	69	1.20428	89	1.55334
10	0.17453	30	0.52360	50	0.87266	70	1.22173	90	1.57079
11	0.19198	31	0.54105	51	0.89012	71	1.23918	100	1.74533
12	0.20944	32	0.55851	52	0.90757	72	1.25664	110	1.91986
13	0.22689	33	0.57596	53	0.92502	73	1.27409	120	2.09439
14	0.24434	34	0.59341	54	0.94248	74	1.29154	130	2.26893
15	0.26180	35	0.61087	55	0.95993	75	1.30899	140	2.44346
16	0.27925	36	0.62832	56	0.97738	76	1.32645	150	2.61799
17	0.29670	37	0.64577	57	0.99484	77	1.34390	160	2.79253
18	0.31416	38	0.66323	58	0.01229	78	1.36136	170	2.96706
19	0.33161	39	0.68068	59	0.02974	79	1.37881	180	3.14159
20	0.34907	40	0.69813	60	0.04719	80	1.39626	360	6.28319

465.

Tabelle der trigonometrischen Linien.

Grad.	Sinus.	Cosinus.	Tangente.	Cotangente.	Grad.
1	0.0175	0.9998	0.0175	57.2899	89
2	0.0349	0.9994	0.0349	28.6363	88
3	0.0523	0.9986	0.0524	19.0811	87
4	0.0698	0.9976	0.0699	14.3007	86
5	0.0872	0.9962	0.0875	11.4301	85
6	0.1045	0.9945	0.1051	9.5114	84
7	0.1219	0.9925	0.1228	8.1443	83
8	0.1392	0.9903	0.1405	7.1154	82
9	0.1564	0.9877	0.1584	6.3138	81
10	0.1736	0.9848	0.1763	5.6713	80
11	0.1908	0.9816	0.1944	5.1446	79
12	0.2079	0.9781	0.2126	4.7046	78
13	0.2250	0.9744	0.2309	4.3315	77
14	0.2419	0.9703	0.2493	4.0108	76
15	0.2588	0.9659	0.2679	3.7321	75
16	0.2756	0.9613	0.2867	3.4874	74
17	0.2924	0.9563	0.3057	3.2709	73
18	0.3090	0.9511	0.3249	3.0777	72
19	0.3256	0.9455	0.3443	2.9042	71
20	0.3420	0.9397	0.3640	2.7475	70
21	0.3584	0.9336	0.3839	2.6051	69
22	0.3746	0.9272	0.4040	2.4751	68
23	0.3907	0.9205	0.4245	2.3559	67
24	0.4067	0.9135	0.4452	2.2460	66
25	0.4226	0.9063	0.4663	2.1445	65
26	0.4384	0.8988	0.4877	2.0503	64
27	0.4540	0.8910	0.5095	1.9626	63
28	0.4695	0.8829	0.5317	1.8807	62
29	0.4848	0.8746	0.5543	1.8040	61
30	0.5000	0.8660	0.5774	1.7321	60
31	0.5150	0.8572	0.6009	1.6643	59
32	0.5299	0.8480	0.6249	1.6003	58
33	0.5446	0.8387	0.6494	1.5399	57
34	0.5592	0.8290	0.6745	1.4826	56
35	0.5736	0.8192	0.7002	1.4281	55
36	0.5878	0.8090	0.7265	1.3764	54
37	0.6018	0.7986	0.7536	1.3270	53
38	0.6157	0.7880	0.7813	1.2799	52
39	0.6293	0.7771	0.8098	1.2349	51
40	0.6428	0.7660	0.8391	1.1918	50
41	0.6560	0.7547	0.8693	1.1504	49
42	0.6691	0.7431	0.9004	1.1106	48
43	0.6820	0.7314	0.9325	1.0724	47
44	0.6947	0.7193	0.9657	1.0355	46
45	0.7071	0.7071	1.0000	1.0000	45
Grad	Cosinus.	Sinus.	Cotangente.	Tangente.	Grad.



466.

abelle der gemeinen Logarithmen aller Zahlen von 1 bis 100.

Logarith.	Zahl.	Logarith.	Zahl.	Logarith.	Zahl.	Logarith.
0000000	26	4149733	51	7075702	76	8808136
3010300	27	4313638	52	7160033	77	8864907
4771213	28	4471580	53	7242759	78	8920946
6020600	29	4623980	54	7323938	79	8976271
6989700	30	4771213	55	7404627	80	9030900
7781513	31	4913617	56	7481880	81	9084850
8450980	32	5051500	57	7558749	82	9138139
9030900	33	5185139	58	7634280	83	9190781
9542425	34	5314789	59	7708520	84	9242793
0000000	35	5440680	60	7781513	85	9294189
0413927	36	5563025	61	7853298	86	9344985
0791812	37	5682017	62	7923917	87	9395193
1139434	38	5797836	63	7993405	88	9444827
1461280	39	5910646	64	8061800	89	9493900
1760913	40	6020600	65	8129134	90	9542425
2041200	41	6127839	66	8195439	91	9590414
2304489	42	6232493	67	8260748	92	9637878
2552725	43	6334685	68	8325089	93	9684829
2787536	44	6434527	69	8388491	94	9731279
3010300	45	6532125	70	8450980	95	9777236
3222193	46	6627578	71	8512583	96	9822712
3424227	47	6720979	72	8573325	97	9867717
3617278	48	6812412	73	8633229	98	9912261
3802112	49	6901961	74	8692317	99	9956352
3979400	50	6989700	75	8750613	100	0000000

467.

Tafeln der natürlichen Logarithmen von 1 bis 100.

Nr.	log. nat.	Nr.	log. nat.	Nr.	log. nat.
1	0.0000000000	36	3.5835189385	71	4.2626798
2	0.6931471806	37	.6109179126	72	.2766661
3	1.0986122887	38	.6375861597	73	.2904594
4	1.3862943611	39	.6635616461	74	.3040650
5	1.6094379124	40	.6888794541	75	.3174881
6	1.7917594692	41	.7135720667	76	.3307333
7	1.9459101491	42	.7376696183	77	.3438054
8	2.0794415417	43	.7612001157	78	.3567088
9	.1972245773	44	.7841896339	79	.3694478
10	.3025850930	45	.8066624898	80	.3820266
11	.3978952728	46	.8286413965	81	.3944491
12	.4849066498	47	.8501476017	82	.4067192
13	.5649493575	48	.8712010109	83	.4188406
14	.6390573296	49	.8918202981	84	.4308167
15	.7080502011	50	.9120230054	85	.4426512
16	.772587222	51	3.9318256327	86	.4543472
17	.8332133441	52	.0512437186	87	.46590811
18	.8903717579	53	.9702919136	88	.47733681
19	.9444389792	54	.9889840466	89	.48863630
20	.9957322736	55	4.0073331852	90	.49980867
21	3.0445224377	56	.0253516907	91	.5108597
22	.0910424534	57	.0430512678	92	.52178857
23	.1354942159	58	.0604430105	93	.53259949
24	.1780538303	59	.0775374439	94	.54329478
25	.2188758239	60	.0943445622	95	.55387689
26	.2580965380	61	.1108738642	96	.56434819
27	.2958368660	62	.1271343850	97	.57471077
28	.3322045102	63	.1431347264	98	.58496747
29	.3672958300	64	.1588830834	99	.59511989
30	.4011973817	65	.1743872699	100	.60517018
31	.4339872045	66	.1896547420		
32	.4657359028	67	.2046926194		
33	.4965075615	68	.2195077052		
34	.5263605246	69	.2341065046		
35	.5553480615	70	.2484952420		



468.

Metallmischungen.

Benennung der Legirung.	Verwendbarkeit oder Eigenschaft derselben.	100 Gewichtstheile enthalten :					
		Kupfer	Zink	Blei	Zinn	Nickel	Eisen
Messing . . .	dehnbar, häm- merbar, für Draht u. Blech	70	30	—	—	—	—
Stollberger Mes- sing	lässt sich gut dehnen . . .	64·8	32·8	2	0·4	—	—
Bristol-Messing.	blassgelb . .	66 $\frac{2}{3}$	33 $\frac{1}{3}$	—	—	—	—
Mosaisches Gold	—	65·4	34·6	—	—	—	—
Messing von Hä- germühle . .	—	84·5	15·4	—	—	—	—
Tombac oder Rothguss . .	—	83·4	16·6	—	—	—	—
		bis	bis	—	—	—	—
		91·0	9·0	—	—	—	—
Bath-Metall . .	—	78	22	—	—	—	—
Platin von Bir- mingham . .	weiss, f. Knöpfe	61·6	38·4	—	—	—	—
Schlag- od. Hart- loth	für Kupfer . .	88·9	11·1	—	—	—	—
Schlagloth . .	für Messing . .	66·6	33·3	—	—	—	—
				83·4	16·6	—	—
Schnelloth . .	für Messing . .	—	—	bis	bis	—	—
				85·7	14·3	—	—
Glockenmetall .	für grosse Glocken . .	80	—	—	20	—	—
Engl. Glocken- speise	—	80	5·7	4·3	10	—	—
Metall	für Uherschellen	75	—	—	25	—	—
Metall d'Alger .	f. Tischklingeln	5	—	—	95	—	—
	Bildsäulen	77	—	—	23	—	—
	„	82·5	10·3	3·15	4·10	—	—
	„	91·2	5·57	1·43	1·78	—	—
Metall zu . .	„	91·3	6·09	1·61	1·00	—	—
	„	91·7	4·93	1·07	2·32	—	—
	Medaillen	91	—	—	9	—	—
	„	85	3	2	12	—	—
Kanonen-Metall	—	91	—	—	9	—	—
„	französisches	90	—	—	10	—	—

Benennung der Legirung.	Verwendbarkeit oder Eigenschaft derselben.	100 Gewichtstheile entha-				
		Kupfer	Zink	Blei	Zinn	Nickel
Spiegel-Metall .	—	67	—	—	33	—
	d. Silber ähnlich	63	29	—	—	18
	leicht löthbar	53	25	—	—	22
Argentan . . .	in der Luft be-	57	20	3	—	20
	ständig	50	25	—	—	25
	f. Blechwaaren	60	20	—	—	20
	f. Gusswaaren	54	25	3	—	18
Packfong d. Chi- nesen	—	40	25.4	—	—	31.6
		Kupfer	Messing	Blei	Zinn	Antimo- nium
Britannia-Metall	zu Geschirren	—	25	—	25	25
Englisch Pewter		3.54	—	—	88.5	7.06
Plate Pewter	—	1.79	—	—	89.3	7.14
Ley Pewter . .		—	—	20	80	—
Queen's Metall .		—	—	8.33	75	8.33
Buchdruckerlett.		—	—	77.0	—	15.4
Stereotyp-Metall		—	—	69.0	13.8	13.8
Notendruck-Met.	—	—	—	—	50	50
				75	—	25
		2	—	—	80	18
Mischungen zu .	Lagerschalen	22.2	—	—	33.3	44.4
		55	—	—	83.3	11.1
		13.3	—	—	73.3	13.3
Amalgame.		Queck- silber.	Gold	Silber	Zinn	Zink
	zum Vergolden	91	9	—	—	—
	zum Versilbern	89	11	—	—	—
Amalgam	zum Belegen d. Spiegel	85	—	15	—	—
		30	—	—	70	—



469.

Spezifische Gewichte der Körper.

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht
Platina, gewalzt . . .	22·669	Erde, lehmige, festge-	
Gold, geschmolzen . .	19·258	stossene, frische . . .	2·060
Silber	10·474	Erde, trockene	1·930
„ gehämmert	10·511	Feste Gartenerde,	
Quecksilber bei 0° . .	13·598	frische	2·050
Kupfer, gehämmert . .	9·000	Feste Gartenerde,	
„ gegossen	8·788	trockene	1·630
Blei, geschmolzen . .	11·352	Feste Gartenerde,	
Zinn	7·291	trockene, magere . .	1·338
Zink, geschmolzen . .	7·037	Mauer mit Kalkmörtel	
Wismuth	9·832	von Ziegelsteinen:	
Gusseisen	7·207	frisch	1·627
Schmiedeeisen	7·788	trocken	1·532
Stahl, gehärtet	7·816	Mauer von Bruchstei-	
Gussstahl	7·919	nen (Kalkstein):	
Messing	8·200	frische	2·460
Kanonenmetall	8·788	trockene	2·400
Argentan	8·563	Mauer von Sandstein:	
Kalkstein, dichter . .	2·450	frische	2·100
Alabaster	2·611	trockene	2·000
Kreide	2·700	Glas von Bouteillen .	2·811
Gyps, gegossen u. aus-		Fensterglas	2·642
getrocknet	0·973	Krystallglas	2·892
Quarz	2·624	Spiegelglas	2·465
Sandstein	2·350	Flintglas	3·329
Thonschiefer	2·670	Porzellan	2·319
Basalt	2·662	Holz, Holzfaser oder	
Granit	2·801	eigentliche Holzsub-	
Steinkohle (Schwarz-		stanz	1·500
kohle)	1·825	Holz, lufttrocken, von	
Braunkohle	1·200	Ahorn	0·645
Ziegel, gebrannte . .	1·812	Apfelbaum	0·733
Sand, gemein., trocken	1·638	Birke	0·738

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht
Birnbaum	0.732	Milch	1.030
Buche	0.590	Oele: Leinöl	0.940
Buxbaum	0.942	Olivenöl	0.915
Ebenholz, grünes	1.210	Rüböl, gutes	0.914
„ schwarzes	1.187	Mohnöl	0.929
Edeltanne, pinus abies	0.555	Salzsäure, flüssige von 39.675% Chlorgehalt	1.200
„ frisch gefällt	0.894	„ 35.310 „ Chlorgeh.	1.180
Eichenholz, Sommer- Eiche	0.693	„ 29.757 „ „	1.152
Erle	0.500	„ 23.855 „ „	1.120
Esche	0.670	„ 17.854 „ „	1.090
Weissbuche	0.769	Salpetersäure: bei einem Gehalte an wasserfreier Salpe- tersäure	
Kiefer, pin. silv.	0.550	von 97.7 %	1.500
„ frisch gefällt	0.912	„ 73.3 „	1.479
Kork	0.240	„ 59.8 „	1.419
Lerche	0.563	„ 45.4 „	1.332
Linde	0.499	„ 30.3 „	1.221
Mahagony	0.754	„ 26.3 „	1.190
Nussbaum	0.660	Schwefelsäure, concen- trirte	1.850
Pappel, gemeine	0.387	Absoluter Alkohol	
Pockholz	1.263	von 35°	0.959
Rothtanne	0.472	„ 10°	0.965
Saalweide	0.529	Meerwasser	1.027
Zucker, weisser	1.606	Wasser bei 15°	1.000
Gerste	1.278		
Waizen	1.346		
Eis	0.916		
Bier, untergähriges	1.006		
Wein	0.975		



470.

Gewichte der Metallbleche.

Blech- dicke in Millim.	Gewicht in Kilog. von einem Quadratmeter.					
	Eisen- blech.	Kupfer- blech.	Messing- blech.	Bei- blech.	Zink- blech.	Silber- blech.
1	7.788	8.788	8.508	11.3523	6.8610	10.4743
2	15.576	17.576	17.016	22.7046	13.7220	20.9486
3	23.364	26.364	25.524	34.0569	20.5830	31.4229
4	31.152	35.152	34.032	45.4192	27.4440	41.8972
5	38.940	43.940	42.540	56.7615	34.3050	52.3715
6	46.728	52.728	51.048	68.1138	41.1660	62.8458
7	54.516	61.516	59.556	79.4661	48.0270	73.3201
8	62.304	70.304	68.064	90.8184	54.8880	83.7944
9	70.092	79.092	76.572	102.1707	61.7490	94.2687
10	77.880	87.889	85.080	113.523	68.610	104.743
11	85.668	96.668	93.588	124.875	75.471	115.217
12	93.456	105.456	102.096	136.227	82.332	125.691
13	101.244	114.244	110.604	147.579	89.193	136.165
14	109.032	123.032	119.112	158.931	96.054	146.639
15	116.820	131.820	127.620	170.283	102.915	157.113
16	124.608	140.608	136.128	181.635	109.776	167.587
17	132.396	149.396	144.636	192.987	116.637	178.061
18	140.184	158.184	153.144	204.339	123.498	188.535
19	147.972	166.972	161.652	215.691	130.359	199.009
20	155.760	175.760	170.160	227.043	137.220	209.483
21	163.548	184.548	178.668	238.395	144.081	219.957
22	171.336	193.336	187.176	249.747	150.942	230.431
23	179.124	202.124	195.684	261.099	157.803	240.905
24	186.912	210.912	204.192	272.451	164.664	251.379
25	194.700	219.700	212.700	283.803	171.525	261.853

Die erste horizontale Zahlenreihe gibt auch die spezifischen Gewichte, welche bei der Berechnung dieser Tabelle zu Grunde gelegt wurden.

471.

Metalldicke und Gewicht gußeiserner Röhren für Wasser- und Gasleitung.

Innerer Durch- messer in Centi- metern	Wanddicke in Centimetern	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.	Innerer Durch- messer in Centi- metern	Wanddicke in Centimetern	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.	Innerer Durch- messer in Centi- metern	Wanddicke in Centimetern	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.
5	1'035	14'46	35	1'245	102'18	65	1'455	218'95
6	1'042	16'61	36	1'252	105'60	66	1'462	223'34
7	1'049	19'12	37	1'259	109'11	67	1'469	227'67
8	1'056	21'01	38	1'266	112'57	68	1'476	232'21
9	1'063	24'22	39	1'273	116'10	69	1'483	236'68
10	1'070	26'82	40	1'280	119'64	70	1'490	241'22
11	1'077	29'45	41	1'287	123'24	71	1'497	245'76
12	1'084	32'11	42	1'294	126'84	72	1'504	250'30
13	1'091	34'81	43	1'301	130'52	73	1'511	254'91
14	1'098	37'53	44	1'308	134'12	74	1'518	259'52
15	1'105	40'29	45	1'315	137'94	75	1'525	264'21
16	1'112	43'08	46	1'322	141'69	76	1'532	268'89
17	1'119	45'91	47	1'329	145'37	77	1'539	273'65
18	1'126	48'76	48	1'336	149'18	78	1'546	278'40
19	1'133	51'65	49	1'343	153'08	79	1'553	283'24
20	1'140	54'56	50	1'350	156'97	80	1'560	288'06
21	1'147	57'52	51	1'357	160'86	81	1'567	292'86
22	1'154	60'50	52	1'364	164'82	82	1'574	297'75
23	1'161	63'51	53	1'371	168'79	83	1'581	302'74
24	1'168	66'56	54	1'378	172'82	84	1'588	307'81
25	1'175	69'63	55	1'385	176'79	85	1'595	312'71
26	1'182	72'57	56	1'392	180'90	86	1'602	317'76
27	1'189	75'89	57	1'399	185'00	87	1'609	322'45
28	1'196	79'06	58	1'406	189'11	88	1'616	327'22
29	1'203	82'27	59	1'413	193'29	89	1'623	332'06
30	1'210	85'50	60	1'420	197'47	90	1'630	337'22
31	1'217	88'78	61	1'427	201'65	91	1'637	342'44
32	1'224	92'09	62	1'434	205'98	92	1'644	347'60
33	1'231	95'41	63	1'441	210'23	93	1'651	352'86
34	1'238	98'78	64	1'448	214'62	94	1'658	359'06

472.

Tabelle der Gewichte der Muttern, Köpfe und Bolzen scharfkantiger Schrauben.

Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.
	Quadrat-Bolzenkopf	Runder Bolzenkopf			Quadrat-Bolzenkopf	Runder Bolzenkopf	
1.	0.0538	0.0494	0.0061	2.7	0.5974	0.5484	0.0458
1.1	0.0722	0.0674	0.0074	2.8	0.6692	0.6130	0.0479
1.2	0.0924	0.0896	0.0088	2.9	0.7586	0.6884	0.0512
1.3	0.1136	0.1046	0.0103	3.0	0.8762	0.8073	0.0550
1.4	0.1364	0.1260	0.0119	3.1	0.9500	0.8800	0.0588
1.5	0.1590	0.1480	0.0137	3.2	1.045	0.9620	0.0626
1.6	0.1822	0.1690	0.0156	3.3	1.138	1.049	0.0666
1.7	0.2082	0.1928	0.0176	3.4	1.239	1.140	0.0707
1.8	0.2360	0.2178	0.0198	3.5	1.342	1.230	0.0749
1.9	0.2658	0.2450	0.0220	3.6	1.452	1.330	0.0793
2.0	0.2972	0.2732	0.0244	3.7	1.552	1.435	0.0837
2.1	0.3284	0.3036	0.0269	3.8	1.674	1.540	0.0883
2.2	0.3620	0.3350	0.0296	3.9	1.809	1.658	0.0930
2.3	0.4000	0.3700	0.0324	4.0	1.939	1.786	0.0978
2.4	0.4420	0.4080	0.0351	4.1	2.074	1.902	0.1028
2.5	0.4850	0.4500	0.0382	4.2	2.216	2.031	0.1079
2.6	0.5360	0.4946	0.0413	4.3	2.362	2.170	0.1160
				4.4	2.516	2.310	0.1184
				4.5	2.680	2.455	0.1238
				4.6	2.859	2.618	0.1294
				4.7	3.031	2.780	0.1351
				4.8	3.222	2.955	0.1409
				4.9	3.410	3.138	0.1468
				5.0	3.623	3.338	0.1529
				5.1	3.831	3.530	0.1592
				5.2	4.053	3.725	0.1653
				5.3	4.284	3.940	0.1718
				5.4	4.530	4.160	0.1784
				5.5	4.778	4.390	0.1850
				5.6	5.031	4.615	0.1918
				5.7	5.298	4.869	0.1987
				5.8	5.548	5.100	0.2057
				5.9	5.810	5.350	0.2129
				6.0	6.082	5.604	0.2201

473.

Gewichte der Kupplungen.

Nr der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes Kilg.	Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes Kilg.
I	1·8	0·8	XI	94·8	59·2
II	2·5	1·2	XII	135·5	85·1
III	5·0	2·0	XIII	184·8	116
IV	6·5	2·8	XIV	213·2	143
V	9·6	5·4	XV	284·3	178
VI	14·3	8·6	XVI	360	229
VII	20·1	12·1	XVII	452	316
VIII	26·8	16·4	XVIII	562	392
IX	40·0	24·9	XIX	685	481
X	63·2	39·6			

Diese Gewichte beziehen sich auf die Kupplungen, von welchen in Nr. 80 die Dimensionen angegeben sind.

474.

Gewichte der Zapfenlager.

Nr. des Lagers	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte	Gewicht der Hülse.	Gewicht der Schraube.	Nr. des Lagers	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schale.	Gewicht der Schraube.
	Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.		Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.
I	1·11	0·70	0·36	0·34	IX	30·62	20·40	5·30	4·85
			0·40	2·51				6·00	5·57
II	1·58	1·10	0·40	0·40	X	49·25	32·40	8·28	7·90
			0·48	3·48				10·10	9·62
III	2·59	1·66	0·53	0·60	XI	68·06	41·40	12·00	11·65
			0·65	5·00				13·90	13·51
IV	4·44	2·80	0·85	0·93	XII	107·1	67·40	16·40	17·00
			1·00	9·32				19·28	20·78
V	6·97	3·10	1·33	1·30	XIII	147·0	92·50	22·50	23·48
			1·60	14·97				26·10	27·1
VI	10·40	5·50	2·00	1·82	XIV	171·4	107	30·00	27·2
			2·45	22·15	XV	225·4	142	39·00	41·8
VII	14·59	10·40	2·85	2·48	XVI	292·6	185	49·80	43·8
			3·40	30·87	XVII	368·5	231	61·80	54·6
VIII	20·12	13·90	4·00	3·30	XVIII	460·5	285	76·00	68·2
			4·64	41·96	XIX	562·1	354	93·00	85·0

Die Schrauben, mit welchen die Lagerplatten gegen die Fundamente geschraubt werden, sind nicht mitgerechnet. Die Gewichte beziehen sich auf die Lager, von welchen in Nr. 82 die Abmessungen angegeben sind.



475.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0.177	4	0.188	5	0.198	6	0.211	7	0.224	8	0.237
3.1	0.177	4.1	0.189	5.1	0.200	6.1	0.212	7.1	0.225	8.1	0.238
3.2	0.178	4.2	0.191	5.2	0.201	6.2	0.213	7.2	0.226	8.2	0.240
3.3	0.180	4.3	0.192	5.3	0.202	6.3	0.215	7.3	0.228	8.3	0.241
3.4	0.181	4.4	0.192	5.4	0.204	6.4	0.216	7.4	0.229	8.4	0.242
3.5	0.182	4.5	0.193	5.5	0.204	6.5	0.217	7.5	0.231	8.5	0.244
3.6	0.184	4.6	0.194	5.6	0.205	6.6	0.219	7.6	0.232	8.6	0.245
3.7	0.184	4.7	0.196	5.7	0.207	6.7	0.220	7.7	0.233	8.7	0.246
3.8	0.186	4.8	0.197	5.8	0.208	6.8	0.221	7.8	0.234	8.8	0.248
3.9	0.186	4.9	0.198	5.9	0.209	6.9	0.222	7.9	0.236	8.9	0.249

476.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$
1	0.0035	2	0.0108	3	0.0213	4	0.0348	5	0.0499	6	0.0684
1.1	0.0036	2.1	0.0120	3.1	0.0228	4.1	0.0366	5.1	0.0516	6.1	0.0696
1.2	0.0042	2.2	0.0126	3.2	0.0240	4.2	0.0384	5.2	0.0533	6.2	0.0720
1.3	0.0048	2.3	0.0132	3.3	0.0252	4.3	0.0396	5.3	0.0549	6.3	0.0744
1.4	0.0060	2.4	0.0144	3.4	0.0264	4.4	0.0408	5.4	0.0564	6.4	0.0772
1.5	0.0066	2.5	0.0156	3.5	0.0276	4.5	0.0426	5.5	0.0588	6.5	0.0785
1.6	0.0072	2.6	0.0168	3.6	0.0294	4.6	0.0438	5.6	0.0604	6.6	0.0804
1.7	0.0084	2.7	0.0180	3.7	0.0305	4.7	0.0456	5.7	0.0624	6.7	0.0828
1.8	0.0087	2.8	0.0186	3.8	0.0324	4.8	0.0468	5.8	0.0642	6.8	0.0852
1.9	0.0096	2.9	0.0204	3.9	0.0336	4.9	0.0486	5.9	0.0660	6.9	0.0876

G das Gewicht einer Rolle in Kilg.
d der Durchmesser der Welle in Centm.
b die Breite der Rolle in Centm.
R Halbmesser der Rolle in Centm.

477.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0.196	4	0.213	5	0.233	6	0.254	7	0.278	8	0.300
3.1	0.197	4.1	0.216	5.1	0.236	6.1	0.257	7.1	0.280	8.1	0.302
3.2	0.198	4.2	0.217	5.2	0.237	6.2	0.260	7.2	0.283	8.2	0.305
3.3	0.201	4.3	0.220	5.3	0.240	6.3	0.261	7.3	0.285	8.3	0.308
3.4	0.202	4.4	0.221	5.4	0.243	6.4	0.264	7.4	0.287	8.4	0.309
3.5	0.205	4.5	0.224	5.5	0.244	6.5	0.265	7.5	0.289	8.5	0.312
3.6	0.207	4.6	0.225	5.6	0.247	6.6	0.268	7.6	0.291	8.6	0.315
3.7	0.208	4.7	0.226	5.7	0.248	6.7	0.271	7.7	0.293	8.7	0.317
3.8	0.209	4.8	0.229	5.8	0.251	6.8	0.273	7.8	0.296	8.8	0.320
3.9	0.212	4.9	0.230	5.9	0.252	6.9	0.276	7.9	0.298	8.9	0.321

478.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$
2	0.038	3	0.063	4	0.091	5	0.121	6	0.154	7	0.191
2.1	0.041	3.1	0.065	4.1	0.093	5.1	0.124	6.1	0.158	7.1	0.195
2.2	0.043	3.2	0.069	4.2	0.096	5.2	0.128	6.2	0.161	7.2	0.198
2.3	0.046	3.3	0.071	4.3	0.099	5.3	0.132	6.3	0.165	7.3	0.202
2.4	0.047	3.4	0.074	4.4	0.001	5.4	0.133	6.4	0.169	7.4	0.206
2.5	0.050	3.5	0.076	4.5	0.005	5.5	0.137	6.5	0.172	7.5	0.209
2.6	0.053	3.6	0.080	4.6	0.108	5.6	0.140	6.6	0.175	7.6	0.212
2.7	0.056	3.7	0.082	4.7	0.111	5.7	0.144	6.7	0.180	7.7	0.215
2.8	0.058	3.8	0.085	4.8	0.114	5.8	0.148	6.8	0.183	7.8	0.221
2.9	0.060	3.9	0.088	4.9	0.117	5.9	0.151	6.9	0.186	7.9	0.225

R Halbmesser des Rades in Centm.

 β Zahnbreite des Rades in Centm.

d Durchmesser der Welle in Centm.

G Gewicht des Rades in Kilg.



Preise der Maschinen.

Die Maschinen und Apparate werden gegenwärtig von den Maschinenfabrikanten ungefähr zu folgenden Preisen verkauft.
Alle Preise sind in französischen Francs angegeben.

479.

Eisen- und Gelbguss.
(Die Modelle nicht mitgerechnet.)

Sandguß.

Stücke von 0.25 bis 0.5 Kilg. Gewicht	per 1 Kilg.	0.84 Francs
„ „ 0.5 „ 3 „ „	1 „	0.63 „
„ „ 4 „ 6 „ „	1 „	0.49 „
„ „ 6 „ 20 „ „	1 „	0.42 „
Gewichtige, jedoch leicht zu formende		
Maschinentheile	1 „	0.39 „
Gewöhnlicher Kastenguss	1 „	0.35 „
Platten, auf d. Herd gegoss., bis 500 Klg.	1 „	0.33 „
„ „ „ „ „ über 500 „	1 „	0.32 „
Lehmguß, bis 50 Kilg. Gewicht . . .	1 „	0.51 „
Messingguß	1 „	3.5 „
Kanonenmetallguß	1 „	4.2 „

480.

Einzelne Bestandtheile zu Maschinen und Apparaten.

Hanfseile	per 1 Kilg.	1.14 Francs
Drahtseile	1 „	1.43 „
Ketten	1 „	0.70 „
Gusseiserne Röhren für Wasser- und		
Gasleitungen: a) mit Muffen . . .	1 „	0.35 „
b) mit Flantschen . . .	1 „	0.56 „
Schmiedeeiserne gelöthete Röhren . . .	1 „	2.4 „
Schmiedeeiserne geschweisste Röhren .	1 „	3.0 „
Kupferne gezogene Röhren	1 „	5.2 „
Messingene gezogene Röhren	1 „	5.3 „
Bleiröhren	1 „	0.65 „
Gefäße aus Eisenbl. zusammen genietet	1 „	1.2 „
Kupferne Pfannen	1 „	4.2 bis 5.6 „

Gusseiserne Gefäße	per 1 Kilg	0.4	Francs
Hähnen und Ventile von Messing	1	5.6	"
" " " " Gusseisen	1	3.2	"
Schrauben zur Verbindung metall. Theile	1	2.5	"
Schraubenspindeln für Pressen etc. . . .	1	3.0	"
Schmiedeis. Kurbeln, Hebel, Schubstangen	1	2.5	"

481.

Triebwerke.

Wellen und Kupplungen:	Preis per 1 Kilg.,			
	wenn der Durchmesser der Welle ist.			
	Centimeter			
	3 bis 6	6 bis 9	9 bis 16	16 bis 24
1) von Schmiedeisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	1.7	1.5	1.3	1.2 Fr.
2) von Schmiedeisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	1.4	1.3	1.1	1.0 "
3) von Gusseisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengep.	—		0.9	0.8 "
4) von Gusseisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	—		0.7	0.6 "

Räder, Rollen, Lager:	Preis per 1 Kilg.,			
	wenn das Gewicht des Gegenstandes ist			
	Kilogrammes			
	5 bis 10	10 bis 30	30 bis 100	über 1
Räder von Gusseisen, ganz abgedreht, ausgebohrt, ausgefeilt	3	2	1.5	1 Fr
Räder von Gusseisen, nur abgedreht und ausgebohrt	1.5	1.4	1.2	0.9 "
Räder v. Gusseisen, nur ausgebohrt	1	0.9	0.8	0.7 "
Rollen von Gusseisen, abgedreht, ausgebohrt	1.4	1.3	1.2	1 "
Rollen v. Gusseisen, nur ausgebohrt	1	0.9	0.8	0.7 "
Gusseis. Lager mit Messingschalen	1.7	1.5	1.3	1.1 "



Mauerplatten und Lagerstühle . . .	per 1 Kilg.	0·6 bis 1·2	Fr.
Messingene ausgebohrte u. abgedrehte Lagerbüchsen	„ 1 „	5 „	
Wellenzapfen von Gusseisen, abgedreht	„ 1 „	0·6 „	
Wellenzapfen von Schmiedeisen, abgedreht	„ 1 „	1 „	
Stahlzapfen, gehärtet, abgedreht . .	„ 1 „	12 „	
Schwungräder, zusammengepasst und ausgebohrt	„ 1 „	0·6 „	

482.

Preise der Wasserräder.

A. Hölzerne Räder.	Preis per 1 Pferdekraft Nutzeffekt.	
	Das Rad, ohne Gerinne, ohne Einlauf. Francs.	Das Rad, mit Gerinne, mit Einlauf. Francs.
Kleine hölzerne Schaufelräder, mit sorgfältigen Verbindungen	100 bis 160	130 bis 200
Grössere hölzerne Schaufelräder; Zahnkranz, Rosetten, Ringzapfen v. Gusseisen	130 „ 200	160 „ 250
Kleine hölzerne überschlächtige Räder .	50 „ 80	70 „ 100
Grosse hölzerne überschlächtige Räder; Zahnkranz, Rosetten, Wellbaum von Holz	260 „ 400	300 „ 450

B. Eiserne Räder.

Schaufelräder. Die Schaufeln und der Radboden von Holz, alles Uebrige von Eisen	200 „ 320	300 „ 400
Rückschlächtige Räder. Die Zellen von Holz, alles Uebrige von Eisen . .	200 „ 330	300 „ 430
Eiserne überschlächtige Räder mit Blechschaufeln	300 „ 500	400 „ 550
Eiserne Ponceleträder mit Blechschaufeln	260 „ 400	330 „ 500

Die Preise einzelner Theile eines eisernen Wasserades sind:			
Gusseiserne Kränze, Rosetten, Wellbäume	per 1 Kilg.	0·6 bis 0·8	Fr.
Schmiedeeiserne Stangen und Schrauben .	„ 1 „	1 „ 1·3	„
Blechschaufeln	„ 1 „	1·2 „ 1·7	„

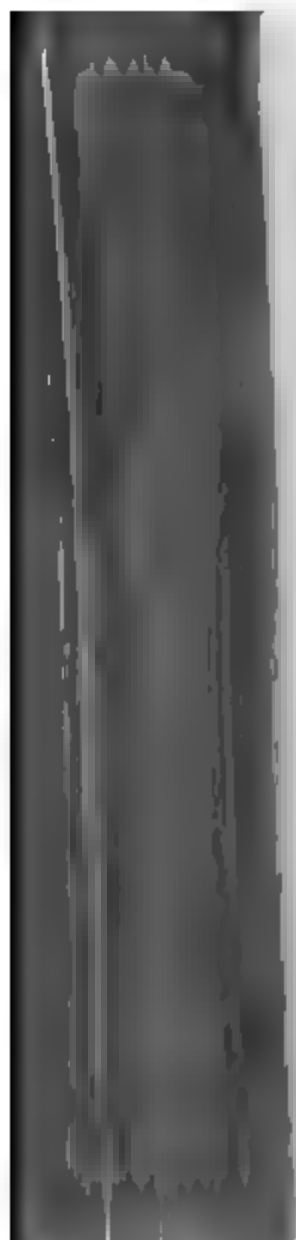
Preise der Turbinen.

Gefälle.	Nutzeffekt der Turbine in Pferdekraften.									
	2	4	6	8	10	12	15	20	30	40
Meter.										
0.50	4600	5528	6456	7384	8312	9240	10632	12496	16200	—
0.80	4471	5291	6110	6928	7746	8564	9791	11336	14280	—
1.00	4385	5121	5867	6613	7358	8002	9118	10590	13000	14000
1.50	4170	4730	5290	5850	6410	6670	7810	8586	9800	11700
2.00	4084	4630	5176	5722	6268	6814	7633	8400	9614	11496
2.50	3998	4530	5062	5594	6126	6658	7456	8216	9438	11228
3.00	3912	4430	4948	5466	5984	6502	7279	8030	9252	11080
4.00	3740	4258	4776	5294	5812	6630	7107	7802	8880	10664
5.00	3568	4058	4548	5038	5528	6018	6753	7432	8518	10248
8.00	3310	3770	4230	4690	5150	5610	6300	7002	8164	9724
10.00	3138	3580	4022	4464	4906	5348	6228	6714	7928	9308
12.00	3052	3484	3916	4348	4212	5212	6860	6570	7840	9100

Preise der Turbinen.

Nutzeffekt der Turbine in Pferdekraften

Gefälle. Meter										
	2	4	6	8	10	12	15	20	30	40
0.50	4600	5528	6456	7384	8312	9240	10168	12496	16200	—
0.80	4471	5291	6110	6928	7746	8564	9381	11356	14280	—
1.00	4385	5121	5867	6613	7358	8092	8818	10590	13000	14000
1.50	4170	4730	5290	5850	6410	6970	7510	8586	9800	11700
2.00	4084	4630	5176	5722	6268	6814	7333	8400	9614	11496
2.50	3998	4530	5062	5594	6126	6658	7176	8216	9438	11228
3.00	3912	4430	4948	5466	5984	6502	7019	8050	9252	11080
4.00	3740	4258	4776	5294	5812	6330	6853	7892	8920	10664
5.00	3568	4058	4548	5038	5528	6018	6503	7532	8518	10248
8.00	3310	3770	4230	4690	5150	5610	6080	7002	8164	9724
10.00	3138	3580	4022	4464	4906	5348	5790	6714	7928	9308
12.00	3052	3484	3916	4348	4782	5212	5640	6570	7840	9100



Preise der Maschinen

per 1 Pferdekraft bei Maschinen von folgenden Pferdekraften.

Berechnung des Systems.												
	2	4	6	8	10	12	16	20	30	40	50	100
Hochdruckmaschinen ohne Ex- pansion, ohne Condensation, ohne Balancier	1824	1324	1107	1074	1024	1000	1040	1024	1101	1174	1157	1144
Hochdruckmaschinen mit Ex- pansion, ohne Condensation, ohne Balancier	2110	1601	1341	1280	1140	1000	1020	1000	1140	1110	1100	1170
Mitteldruckmaschinen mit Ex- pansion, mit Condensation, ohne Balancier, mit 1 Dampf- cylinder						1000	1413	1300	1100	1000	1000	1140
Woolf'sche Mitteldruckmaschi- nen mit Expansion, mit Con- densation, mit Balancier, mit 2 Dampfzylinder						1010	1400	1500	1200	1100	1000	1000

Fortsetzung der Tabelle.

Preise der Dampfboiler von Linsch. b.
(Ohne Garanten.)

Pferdekraft des Kessels.	Totale Ober- fläche des Kessels.	Länge des Hauptkessels.	Durchmesser des Hauptkessels.	Durchmesser der Siedröhren.	Anzahl der Siedröhren.	Für 2 Atmosph.		Für 3 Atmosph.		Für 4 Atmosph.		Für 5 Atmosph.	
						Gewicht Kil.	Preis Mark	Gewicht Kil.	Preis Mark	Gewicht Kil.	Preis Mark	Gewicht Kil.	Preis Mark
1	4.5	2.4	0.60	—	—	225	270	200	312	291	354	325	400
2	5.6	2.7	0.66	—	—	350	420	400	480	400	540	500	600
4	11.6	3.0	0.69	0.27	2	575	680	600	712	740	888	802	1000
6	15.9	3.6	0.75	0.33	2	925	1110	1000	1272	1195	1433	1325	1600
8	19.8	4.2	0.78	0.36	2	1340	1608	1500	1836	1725	2070	1915	2300
10	22.1	4.5	0.84	0.36	2	1750	2100	2000	2400	2270	2700	2500	3000
12	24.7	4.8	0.90	0.36	2	2100	2520	2400	2880	2700	3240	3000	3600
16	29.7	5.4	0.99	0.39	2	2450	2940	2800	3360	3150	3780	3500	4200
20	32.8	5.7	1.05	0.39	2	2915	3495	3400	4116	3870	4620	4400	5000
25	45.1	6.3	1.11	0.39	3	3100	3720	3500	4200	4000	4800	4500	5300
30	54.6	6.9	1.17	0.45	3	3500	4200	4000	4700	4500	5400	5000	6100
35	60.8	7.5	1.23	0.45	3	4235	5052	4800	5820	5500	6600	6060	7272
40	69.5	8.1	1.29	0.48	3	5000	6000	5500	6740	6450	7740	7100	8600
45	78.9	9.0	1.35	0.48	3	6000	7200	6800	8100	7740	9045	8535	10000
50	97.0	10.5	1.41	0.51	3	6900	8200	7700	9240	8800	10520	9915	11500

488.

Werkzeuge für Maschinenfabriken.

	Gewicht in Kilg	Preis per Kilg.	Preis der Ma- schinc
<i>Drehbank für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:</i>			
von 0.15 Meter Spindelstockhöhe	200	1.5	300
„ 0.18 „ „	266	1.5	400
„ 0.21 „ „	300	1.5	460
„ 0.24 „ „	350	1.5	520
<i>Drehbänke für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit Rädertübersetzungen, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission.</i>			
von 0.27 Meter Spindelstockhöhe	714	1.4	1000
„ 0.30 „ „	860	1.4	1200
„ 0.39 „ „	1290	1.4	1800
„ 0.45 „ „	1714	1.4	2400
„ 0.60 „ „	2150	1.4	3000
„ 0.90 „ „	2570	1.4	3600
<i>Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:</i>			
Länge der Bank	Höhe des Spindelstocks		
1.8 Meter	0.18 Meter	500	1.6 800
2.1 „	0.21 „	600	1.6 960
2.4 „	0.24 „	675	1.6 1080
2.7 „	0.27 „	750	1.6 1200
<i>Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, zum Gewindschneiden und Selbstdrehen eingerichtet, mit Spindelstock und Rädertübersetzung, Reitstock, Auflage, Support-fixe, Lunettenstock, zwei Aufspannscheiben, oberer Transmission.</i>			



	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Ma- schine.
Banklänge. Spindelstockhöhe.			
1·8 0·21	870	2·3	2000
2·4 0·24	1040	2·3	2400
3·0 0·27	1364	2·20	3000
3·6 0·30	1818	2·20	4000
4·2 0·39	2380	2·10	5000
4·8 0·45	3143	2·10	6600
5·4 0·51	4500	2·00	9000
6·0 0·60	6000	2·00	12000
6·6 0·75	8510	1·88	16000
7·2 0·90	10640	1·88	20000
<i>Support-fixe</i> mit 2 Bewegungen, Unterlage und Unterlagsschrauben:			
Länge 0·09 Meter	51	5·5	280
„ 0·12 „	64	5·0	320
„ 0·15 „	91	4·5	400
„ 0·18 „	120	4·0	480
„ 0·21 „	140	4·0	560
„ 0·24 „	183	3·5	640
„ 0·27 „	206	3·5	720
<i>Räderschneidmaschine</i> für Räder bis			
1·0 Meter Durchmesser	1360	2·2	3000
1·2 „ „	1630	2·2	3600
1·5 „ „	2180	2·2	4800
<i>Räдераusstossmaschine</i> zum Ausstossen der Nuten in Rädern und Kupplungen, für Gegenstände bis 0·9 Meter Durchmesser			
„ 1·5 „ „	2320	1·55	3600
„ 2·4 „ „	3490	1·43	5000
	5000	1·28	6400
<i>Schraubenschneidmaschine</i> zu Schrauben			
von 0·03 Meter Durchmesser	560	2·5	1400
„ 0·045 „ „	1440	1·8	2600
„ 0·060 „ „	2250	1·6	3600
<i>Vertikal-Bohrmaschine</i> zu Löchern von			
0·09 Met. Tiefe und 0·03 Met. Durchm.	250	3·2	800
0·18 „ „ „ 0·075 „ „	444	2·7	1200
0·30 „ „ „ 0·12 „ „	666	2·4	1600

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Ma- schine
<i>Vertikal-Bohrmaschine mit Säulengestell, 1.2 Meter zwischen den Säulen, zum Ausbohren von Rädern</i>	2320	1.55	3600
<i>Vertikal-Bohrmaschine mit beweglichem Arm durch den Halbkreis, zum Bohren von Rädern bis 3 Meter Durchmesser</i>	4088	1.37	5600
<i>Kesselblech-Lochmaschine und Scheere für Löcher von</i>			
0.03 ^m Durchmesser und 0.015 ^m Dicke	2000	1.53	3200
0.03 " " 0.03 "	3150	1.46	4600
<i>Kesselblech-Diegmachine mit Walzen von</i>			
1.2 Meter Länge	961	2.08	2000
1.5 " "	1444	1.80	2600
1.8 " "	2000	1.64	3200
<i>Metall-Hobelmaschine mit Selbstbewegung, gusseiserner Bank und Transmission</i>			
Länge der Bank Länge des zugeordneten Stücks Breite Höhe			
1.2 0.84 0.54 0.36	1300	1.9	2400
1.8 1.14 0.54 0.36	1450	1.8	2400
2.4 1.50 0.69 0.69	2300	1.55	3000
3.0 1.80 0.69 0.69	2700	1.51	3000
3.6 2.20 0.69 0.69	2800	1.50	3200
4.2 2.64 0.69 0.69	3050	1.47	3000
4.8 3.00 0.69 0.69	3300	1.45	3800
5 3.30 0.69 0.69	3500	1.43	5000
6.0 3.70 1.05 1.05	4200	1.16	7500
6.6 4.50 1.05 1.05	7500	1.07	8000
7.2 5.10 1.35 1.35	10000	1.00	10000
7.8 5.40 1.35 1.35	11500	1.00	11400
7.4 5.70 1.35 1.35	12000	1.00	12000
9.0 6.00 1.50 1.50	14000	1.00	13000
<i>Kleine Bank-Hobelmaschine zum Hobeln von Gegenständen von</i>			
0.18 Länge, 0.18 ^m Breite, 0.15 ^m Höhe	281	3.2	900
0.24 " 0.24 " 0.18 "	430	2.8	1200
0.30 " 0.30 " 0.21 "	600	2.5	1500



489.

Maschinen zur Eisenfabrikation.

	Preis per 1 Kilg.
Cylindergebläse, ausgebohrt, mit Kolben, Kolbenstangen, Geradführung und Ventilen	1·2
Ventilator für Kuppelöfen ohne Transmission 500 Fr.	
Foundationsplatten für Walzwerke	0·3
Schwungräder, Walzengestelle, nicht gedrehte guss- eiserne Axen	0·42
Zahnräder, nicht ausgebohrt, jedoch aufgekeilt . . .	0·50
Ausgedrehte Getriebe	0·60
Gusseiserne Axen mit gedrehten Hülzen und ausgebohr- ten Kupplungen	0·56
Unausgebohrte Kupplungen	0·42
Abgedrehte Blechwalzen	0·60
„ Kaliberwalzen für Grobeisen	0·80
„ „ „ Kleineisen	1·20
„ harte Glättwalzen für Bandeisen	4·00
Geschmiedete und geschnittene Druckschrauben für Walzenständer	3·00
Messingene Muttern dazu	4·8
Schmiedeiserne Traversen, grosse Schrauben	1·0
Kleine schmiedeiserne Schrauben	1·2
Messingene Lager in die Walzenständer	4·8

490.

Maschinen für Baumwollspinnerei.

Wolf	800
Batteur éplucheur (Schlagmaschine)	1600
Wickelmaschine (Batteur étaleur)	3200
Carde mit 18 Deckeln und 2 Reihen Lieferungscylinder	1200
„ „ 18 „ „ 1 Reihe „	1100
Vereinigungsmaschine zu den Carden	600
Wattmaschine zu den Auscarden	700
Deckelschleifmaschine	600
Cardenschleifmaschine	300
Streckwerk mit 6 Köpfen per Kopf 220	1328
„ „ 10 „ à 5 Cylinder „ „ 240	2400
„ „ 14 „ „ 5 „ „ 205	2880

Vereinigungsmaschine zu den Streckwerken	500
Grob-Spulmaschine mit 32 Spindeln per 1 Spindel 90	2900
„ „ „ 36 „ „ 1 „ 83	3000
„ „ „ 40 „ „ 1 „ 77	3100
„ „ „ 44 „ „ 1 „ 72	3200
Fein-Spulmaschine „ 64 „ „ 1 „	3100
„ „ „ 72 „ „ 1 „ 45	3300
„ „ „ 80 „ „ 1 „ 43	3500
„ „ „ 88 „ „ 1 „ 42	3700
„ „ „ 96 „ „ 1 „ 40	4000
„ „ „ 120 „ „ 1 „	4560
Spinnstuhl (Mule-, Jenny) à 360 Spind. „ 1 • „ 10	3600
Pack- und Garnpresse für 5 bis 10 Pfund-Bündel . .	540
Eine Spindel für Spinnstühle	2-66
„ „ „ Spulmaschine	3-50
Throstle-Spinnstuhl à 234 Spindeln per 1 Spindel 15 .	3510
Röhrenmaschine (Rota frotteur, Tubemaschine) . . .	225

491.

Maschinen für mechanische Weberei.

Spulmaschine mit 100 Spindeln	900
„ „ „ 144 „ „	1100
Zettelmaschine zu 400 Spulen für 36" Waare .	500
„ „ „ 500 „ „ 46" „	600
Schlichtmaschine, schottisches System, für 36" Waare	1800
„ „ „ „ 46" „ „	2000
Webstuhl, Robert's System für glatte Waare .	300
„ „ „ „ façonnirte Waare . .	380
Ein Schiffchen von Buchs mit Stahlspitzen . . .	4
Webstuhl für Sammet 34"	400
„ „ „ façonnirten Sammet	450
„ „ „ breiten Sammet 48"	540



492.

Preise von Spinnfabriken per 1 Mule-Spindel.

Benennung der Gegenstände.	Mittlere Garn-Nummern , welche die Fabrik spinnt.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Preise der sämtlichen Spinnmaschinen per eine Mule-Spindel . .	66	30	21	18	15	13	12	12	11
Transmission per 1 Mule-Spindel . .	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Kraftmaschin. und Wasserbau oder Dampfmaschine	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Die Gebäude . .	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Preis der vollständig eingerichteten Fabrik per 1 Mule - Spindel	89	53	44	41	38	36	35	35	34

493.

Preise der Maschinen zur Papierfabrikation.

Francs

Eine complete Maschine zur Verfertigung des endlosen Papieres mit Trockenmaschine, Heisspresse, Knotensieb, Saugapparat und Schneidapparat, um das Papier der Länge nach zu zerschneiden	27600
Ein vollständiger Holländer mit eiserner Schale und mit Garnitur	3000
Eine vollständige Satinir-Presse	7600
Eine Zeugbütte mit Rührwerk	2100
Eine Pumpe für 8 Holländer	1560

494.

Gaswerke für Städtebeleuchtungen.

Kosten für 1 Brenner in französischen Francs.

Gebäude ohne Gasbehälter und ohne Retorten	8
Canalisation der Stadt	254
Zweigleitungen	32
Gasbehälter	114
Retortenöfen	64
Condensator	14
Waschapparate	04
Kalkreiniger	18
Gasuhr	07
Regulator	02
Röhren in der Fabrik	07
Kosten eines Gaswerkes ohne Candelabor per 1 Brenner	60

Handwritten notes:
 1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

HM

1, 2, 3, 4



THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
ASTOR LENOX TILDEN FOUNDATION
100 N. 5TH AVE. NEW YORK, N.Y. 10017

There is no order or circumstances to be taken from the Building

[illegible]

